

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-020765

(43)Date of publication of application : 23.01.2001

(51)Int.Cl.

F02D 13/02
F02D 15/00
F02D 45/00

(21)Application number : 11-191205

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 06.07.1999

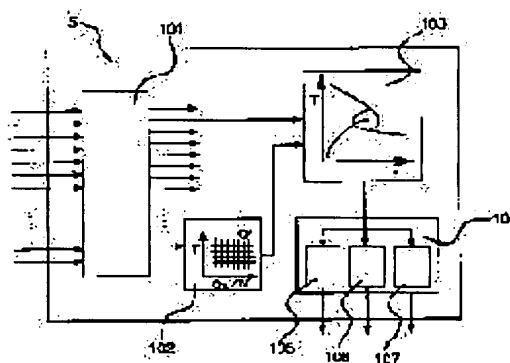
(72)Inventor : SHIRAISHI TAKUYA
NOGI TOSHIJI
OSUGA MINORU

(54) COMPRESSION IGNITION ENGINE AND CONTROL METHOD FOR THE SAME

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To extend combustion limit at the high-torque side by controlling an EGR amount and timing for opening and closing intake/exhaust valves so that combustion is performed in cool flame region which triggers compression ignition through estimating or detecting, before combustion starts, in-cylinder state (temperature and pressure) after compression inside an engine combustion chamber.

SOLUTION: During engine operation, output signals such as engine speed, intake air pressure, water temperature, acceleration operation amount, intake air volume, fuel component and the like from respective sensor are input in operation state detection means 101 of a control unit 5. Then pressure and temperature near the top dead center in a compression stroke of the engine is estimated by an in-cylinder state detection means 103 based on at least one of the operation state detection signals and an air-fuel ratio set by an air-fuel ratio setting means 102. Then a control signal is input in in-cylinder state control means 104 so that the estimated result passes a cool flame region. Then an EGR amount is changed by EGR control means 105, an intake amount is changed by variable valve control means 106, and fuel injection volume is controlled by fuel injection control means 107.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 07.12.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the
examiner's decision of rejection or application converted
registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3817977

[Date of registration] 23.06.2006

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of
rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The compression ignition engine which established the controlling mechanism which controls the clausilium timing of an inlet valve which inhales air into a cylinder in what lights the gaseous mixture in a cylinder by compression actuation of the piston which goes and comes back to the inside of a cylinder.

[Claim 2] The control approach of the compression ignition engine which controls a compression ratio by compression actuation of the piston which goes and comes back to the inside of a cylinder, and controls ignition timing by it in what lights the gaseous mixture in a cylinder.

[Claim 3] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, It has a state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure. Said air-fuel ratio setting means sets up an air-fuel ratio among the detection results of said operational status detection means using at least one. The inside of the air-fuel ratio to which the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one. said state control means in a cylinder be the control approach of the compression ignition type engine characterize by pass the cool flame field show when whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature] , or a pressure express the ignition range of a fuel with the relation between temperature and a pressure based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder .

[Claim 4] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, It has a state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure. Said air-fuel ratio setting means sets up an air-fuel ratio among the detection results of said operational status detection means using at least one. The inside of the air-fuel ratio to which the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one. Said state control means in a cylinder controls the amount of EGR(s) for heating inhalation of air so that it may pass through the cool flame field shown when whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature] expresses the ignition range of a fuel with the relation between temperature and a pressure based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder The control approach of the compression ignition type engine by which it is characterized.

[Claim 5] The control approach of the compression ignition type engine characterized by using Exterior EGR as a state control means in a cylinder in claim 4.

[Claim 6] The control approach of the compression ignition type engine characterized by using internal EGR as a state control means in a cylinder in claim 4.

[Claim 7] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, It has a state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure. Said air-fuel ratio setting means sets up an air-fuel ratio among the detection results of said operational status detection means using at least one. The inside of the air-fuel ratio to which the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one. an inhalation of air line inject 50% or less of fuel quantity of the total injection quantity to inside so that said state control means in a cylinder may pass through the cool flame field show when whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure express the ignition range of a fuel with the relation between temperature and a pressure based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder. The control approach of the compression ignition type engine characterized by injecting the remaining fuel quantity in a compression stroke.

[Claim 8] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, It has a state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a

cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure. Said air-fuel ratio setting means sets up an air-fuel ratio among the detection results of said operational status detection means using at least one. The inside of the air-fuel ratio to which the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one. While said state control means in a cylinder passes the cool flame field shown when whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure expresses the ignition range of a fuel with the relation between temperature and a pressure based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder The control approach of the compression ignition type engine characterized by controlling the clausilium timing of an inlet valve so that ignition takes place near an engine top dead center.

[Claim 9] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, The cool flame field which it has a state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and said operational status detection means judges the ignitionability of a fuel, and serves as a target based on the judgment result is changed, The control approach of the compression ignition type engine according to claim 1 by which it is characterized.

[Claim 10] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, A state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, It has the ignition means which carries out ignition energy supply. Said air-fuel ratio setting means The inside of the detection result of said operational status detection means, The inside of the air-fuel ratio to which the air-fuel ratio was set using at least one, and the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one. While said state control means in a cylinder passes the cool flame field shown when whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure expresses the ignition range of a fuel with the relation between temperature and a pressure based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder The control approach of the compression ignition type engine characterized by making it light using an ignition means in the time of a heavy load field or starting.

[Claim 11] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, A state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, It has the sensor which detects a reaction. the gaseous mixture before ignition -- said air-fuel ratio setting means among the detection results of said operational status detection means The inside of the air-fuel ratio to which the air-fuel ratio was set using at least one, and the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, or said sensor output, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one. said state control means in a cylinder be the control approach of the compression ignition type engine characterize by pass the cool flame field show when whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure express the ignition range of a fuel with the relation between temperature and a pressure based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder .

[Claim 12] claim 11 -- setting -- the gaseous mixture before ignition -- the control approach of the compression ignition type engine characterized by using an ion current detection means to detect a reaction and to detect the ion current of a combustion chamber as a sensor.

[Claim 13] claim 11 -- setting -- the gaseous mixture before ignition -- the control approach of the compression ignition type engine characterized by using a pressure detection means to detect a reaction and to detect the pressure of a combustion chamber as a sensor.

[Claim 14] A valve system including the inlet valve combined with an engine gas column, and an exhaust valve, It has the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by the piston and cylinder wall of said engine. In the compression ignition type engine in which the gaseous mixture of the fuel injected from said fuel injection valve and the air inhaled by said combustion chamber is lit in the compression actuation by the reciprocating motion of said piston An operational status detection means to detect the operational status of said engine, and an air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, It has a state estimation means in a cylinder to presume whenever [cylinder internal temperature], or a pressure, and a state control means in a cylinder to control whenever [cylinder internal temperature], or a pressure. Said air-fuel ratio setting means sets up an air-fuel ratio among the detection results of said operational status detection means using at least one. The inside of the air-fuel ratio to which the detection result of said operational status detection means or said air-fuel ratio setting means set said state estimation means in a cylinder, Whenever [near the compression top dead center of said engine / cylinder internal temperature], or a pressure is presumed using at least one, and said state control means in a cylinder is near the compression top dead center of said engine based on the presumed result of said state estimation means in a cylinder. The control approach of the compression ignition type engine characterized by controlling the quantity of state in a cylinder of said engine so that a certain specific elementary process in the fuel supplied to said engine occurs.

[Claim 15] The control approach of the compression ignition type engine characterized by a specific elementary process being a reaction by which an aldehyde (HCHO) or a peroxide is generated in claim 14.

[Claim 16] It is the control approach of the compression ignition type engine characterized by having a means by which said car incorporates road traffic information from the outside of a vehicle in the car carrying the engine using the control approach according to claim 1 to 15, and setting up an engine air-fuel ratio using said road traffic information.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the control approach which rationalizes the ignition stage at the time of the high torque to which especially fuel quantity increased about the control approach of a compression ignition type engine.

[0002]

[Description of the Prior Art] The conventional compression ignition engine avoids the cool flame field ****(ed) before thermal flame generating as indicated by JP,10-252541,A, and the thing which makes it light near a compression top dead center is known.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, the compression ratio is being fixed with this conventional technique. In a compression ignition engine, at the time of torque increase, a firing pressure becomes large quickly and there is a problem that knocking occurs (when there is much fuel quantity and an air-fuel ratio is small). This is for self-ignition's happening earlier than a suitable ignition stage, and carrying out flame propagation, using the point as charcoal. Thus, since it does not have a compulsive ignition means like jump spark ignition in the conventional compression ignition engine, the technical problem that the ignition timing at the time of high torque is uncontrollable occurs.

[0004] The purpose of this invention is that it makes timing of compression ignition controllable.

[0005]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the above-mentioned purpose, the condition in a cylinder after compression of an engine combustion chamber (temperature or pressure) is presumed or detected before a combustion phenomenon happens, and the amount of EGR(s) and pumping bulb closing motion timing are controlled by this invention to go into the cool flame field used as the trigger of a compression ignition phenomenon. A valve system including the inlet valve specifically combined with an engine gas column, and an exhaust valve, An operational status detection means to have the fuel injection valve which a nozzle faces the combustion chamber surrounded by an engine piston and an engine cylinder wall, and to detect engine operational status, An air-fuel ratio setting means to set up an air-fuel ratio, and a state estimation means in a cylinder to presume the temperature or the pressure in a cylinder, It has a state control means in a cylinder to control the temperature or the pressure in a cylinder, and the state control means in a cylinder is based on the presumed result of the state estimation means in a cylinder. Whenever [near an engine compression top dead center / cylinder internal temperature], or a pressure It is attained by controlling to pass through the cool flame field shown when the ignition range of a fuel is expressed with the relation between temperature and a pressure.

[0006]

[Embodiment of the Invention] The example of this invention is explained based on a drawing.

[0007] The engine shown in drawing 1 is equipped with a crank chain 23, and the combustion chamber 24 is formed of the piston 22 and the engine head 25 which were connected with the crank chain 23. The combustion chamber 24 is sealed by the intake valve 12 with which the engine head 25 is equipped, the exhaust air bulb 15, and the fuel injection valve 11. An intake valve 12 and the exhaust air bulb 15 operate with the adjustable valve mechanisms 13 and 14. An engine inhales air required for combustion to a combustion chamber 24 by both-way actuation of a piston 22. The dust and contaminant by which the air inhaled by the engine is included in air with an air cleaner 8 are removed, and an inhalation air content is measured by the air content sensor 9. The control unit 5 which controls an engine detects engine operational status based on the signal from various kinds of sensors, and controls the adjustable valve mechanisms 13 and 14 with which the engine is equipped based on the detection result, the EGR valve 20, and a fuel injection valve 11. The control input of the accelerator pedal 2 operated by the operator 1 of a car who carried the engine is changed into an electrical signal by the potentiometer 3, and is inputted into a control unit 5.

[0008] The configuration of a control unit 5 is shown in drawing 2. The signals (for example, an engine speed, a MAP, an intake-air temperature, water temperature, an accelerator control input, an inhalation air content, a fuel component, etc.) from various kinds of sensors are inputted into the operational status detection means 101. As other input signals, there are a signal from sensors 26 and 27, a signal from the air-fuel ratio sensor 16 attached in the exhaust pipe, a signal from the temperature sensor 17 which detects the temperature of an exhaust air catalyst, etc. whenever [crank angle / with which the crankshaft 23 was equipped, for example]. The air-fuel ratio setting means 102 determines an air-fuel ratio among the signals of the operational status detection means 101 based on at least one. Moreover, the operational status detection means 101 determines the generating field of the cool flame beforehand memorized in the control unit based on the information from a fuel component sensor. The state estimation means 103 in a cylinder presumes the engine pressure and the temperature near a compression top dead center based on the air-fuel ratio set up with at least one and the air-fuel ratio setting means 102 among the signals of the operational status detection means 101. A control signal is outputted to the state control means 104 in a cylinder so that this presumed result may pass through a cool flame field. The inside of the state control means 104 in a cylinder consists of an EGR control means 105, an adjustable bulb control means 106, and a fuel-injection control means 107. The EGR control means 105 outputs a control signal to the EGR valve 20 in order to change the amount of EGR(s). The adjustable bulb control means 106 outputs a control signal to the adjustable valve mechanism 13 which operates an intake valve 12. The fuel-injection control means 107 outputs a control signal to a fuel injection valve 11, and adjusts fuel ***** and fuel injection timing.

[0009] The setting approach of the air-fuel ratio by the air-fuel ratio setting means 102 is shown in drawing 3. The air-fuel ratio setting means 102 determines fuel oil consumption Qf using the information on the inhalation air content within the operational status detection means 101, an engine speed, and a demand engine torque. The demand engine torque T is decided from an accelerator control input within the operational status detection means 101. An air-fuel ratio is computed as a ratio of the inhalation air content Qa and fuel oil consumption Qf.

[0010] The cylinder internal pressure and the heat rate at the time of compression ignition combustion are shown in drawing 4 (A). 36 is the wave which measured the pressure variation of an engine combustion chamber by the cylinder internal pressure sensor, and 37 is the heat rate searched for from the wave. The timing to which ignition takes place in a compression ignition engine since there is no forced ignition by the ignition plug is indefinite. Change has arisen in the pressure wave form near the round mark drawn on the line of 36. If it sees by 37, since the heat rate will go up at the stage, it turns out that heat has occurred. We are calling this the cool flame and subsequent larger heat release is called the thermal flame. It is indispensable that a cool flame arises [compression ignition combustion] to be carried out normally, and it shifts to the post heating flame reaction. This can be said to be that the cool flame reaction is carrying out the role of charcoal. Only a thermal flame is measured in the ignition combustion system by the ignition plug, without measuring a cool flame. That is, ignition by the ignition plug became charcoal and has triggered the thermal flame reaction. However, an air-fuel ratio is 80 to about 25, and if an air-fuel ratio becomes small from it (i.e., if fuel quantity increases), before a cool flame will occur, a thermal flame reaction will produce that such a cool flame occurs. This thermal flame reaction is a phenomenon near knocking instead of normal compression ignition combustion. The limitation by the side of the high torque of a compression ignition engine is restrained by this knocking phenomenon. This is because an ignition stage when fuel quantity increases is appropriately uncontrollable. The point of this invention is enabling it to control an ignition stage also at the time of such high torque.

[0011] Drawing 4 (B) shows the ignition limitation of compression ignition combustion with the relation between temperature and a pressure. The ignition limitation of gaseous mixture having become like 38, and not lighting on the left of 38, but lighting on the right-hand side is shown. A cool flame occurs in the field 43 neighborhood. this curve -- fuel seeds and gaseous mixture -- although it changes with concentration, it explains small [that change width of face] here. The gaseous mixture of the air-fuel ratio 40 fully mixed by the combustion chamber is inhaled, and the case where it is compressed is considered. At this time, the temperature and the pressure before compression initiation are 40a. By being compressed, a pressure and temperature rise like 40 and reach 40b after compression through the cool flame field 43. If it passes through the cool flame field 43, a cool flame as shown in drawing 8 will occur, and it continues at it, and a thermal flame reaction occurs. That is, in the case of with an air-fuel ratio of about 40 gaseous mixture, since it passes through a cool flame field, normal compression ignition combustion is performed. Next, the case where an air-fuel ratio is 15 is considered. When it is gaseous mixture with a small air-fuel ratio, since the ratio of specific heat becomes small, the temperature rise by compression becomes small. Consequently, the pressure under compression and temperature rise progress become like 39, and do not pass through the cool flame field 43. As a result after compression, 39b is reached, and a thermal flame reaction is triggered, without passing through a cool flame reaction. The heat rate at that time will become rapid like 46, and will be knocking. The reaching points of the temperature after compression and a pressure will differ because the air-fuel ratio of gaseous mixture is different, and a combustion gestalt will change it in the inside of a cool flame field, or outside. The point of this invention is controlling to pass through a cool flame field also in the time of high torque with a small air-fuel ratio. Since it is considered to be the cause that it will not pass through a cool flame field that the ratio of specific heat becomes small and the temperature after compression becomes low when an air-fuel ratio is small, EGR is added and the initial temperature of gaseous mixture is raised to the point of 42a. The reaching point after the compression at this time can pass a cool flame field by 42b. Although the exterior EGR using the bypass path from an exhaust pipe to an inlet pipe as how to add EGR is sufficient, the internal-EGR method which changes the overlap of a pumping bulb using an adjustable valve mechanism may be used. moreover, gaseous mixture -- after going into a cool flame field depending on concentration, the period to a compression top dead center is long, and it is also considered that an ignition stage becomes quite a front from a top dead center. A compression ratio is reduced by delaying the clausilium stage of an intake valve, the pressure after compression is reduced like 44, and an ignition stage is controlled more near the top dead center.

[0012] The contents of control of this invention are shown in drawing 5. The engine control unit 5 detects operational status, and sets up a target air-fuel ratio. Since the ignition limiting curve shown in drawing 4 (B) with the use fuel is decided, the condition in a target cylinder (temperature and pressure) can be set up. It presumes whether the condition in a target cylinder is reached in an intake-air temperature T1, a current intake pressure Pa, and the current setting air-fuel ratio 47, or it goes into a cool flame field using the state estimation model 48 in a cylinder. The formula of the state estimation model 48 in a cylinder is explained.

[0013] (1) type is used for presumption of cylinder internal pressure.

[0014]

$$P(\theta) = P_a \cdot \{V_1/V_2(\theta)\}^n \quad (1)$$

(2) types are used for presumption of whenever [cylinder internal temperature].

[0015]

$$T(\theta) = T_1 \cdot \{V_1/V_2(\theta)\}^{(n-1)} \quad (2)$$

here -- P (theta) -- whenever [crank angle] -- for the volume of combustion chamber in front of compression initiation, and V2 (theta), the volume of combustion chamber at the time of theta and n of a POROTO rope characteristic and T (theta) is [the cylinder internal pressure at the time of theta, and Pa / the cylinder internal pressure in front of compression initiation or the pressure of inhalation of air, and V1 / whenever / crank angle / whenever / crank angle / T1] whenever [in front of compression initiation / cylinder internal temperature], or, an intake-air temperature whenever [cylinder internal temperature / at the time of theta]. There is no need of calculating an upper type (1) and count of (2) serially for every degree whenever [crank angle], and it should calculate only the range from 40 degrees to 0 times for example, in front of the compression top dead center in the change width of face of a target ignition stage.

[0016] As shown in drawing 4 (B), when a setting air-fuel ratio does not go into a cool flame field small, means, such as EGR installation and compression ratio modification, are examined using an adjustable bulb. The error amount of the presumed result of the condition in a cylinder after compression and the cool flame field which is in the condition in a target cylinder is specifically calculated, and in order to correct it, the optimal control means and the optimal control input are calculated using the control means model 49.

[0017] The control approach of the condition in a cylinder by EGR is shown in drawing 6. By changing the amount of EGR gas which passes the EGR valve 20, the ratio of the new air volume in inhalation air and the amount of EGR gas, i.e., an EGR rate, can be changed. If an EGR rate becomes high, since the comparatively hot amount of exhaust gas will increase in inspired gas, whenever [suction-gas-temperature] goes up, and whenever [first cylinder internal temperature / of compression] goes up like 111. Consequently, whenever [after compression / cylinder internal temperature] can change like 110, and can be carried out beyond the temperature which a cool flame generates.

[0018] The control approach of the condition in a cylinder by the adjustable bulb is shown in drawing 7. An inhalation air content changes like 116 by changing the clausilium timing of an inlet valve. Consequently, the cylinder internal pressure after compression becomes like 115, and can be carried out more than the pressure which a cool flame generates. Since a cool flame generating field is mostly decided with a use fuel, the minimum temperature and the minimum pressure for the cool flame shown in drawing 6 and drawing 7 to occur do not change a lot. Although it is the one point of this invention to control so that the condition in a cylinder after

compression passes through a cool flame field, in engine combustion, it lights near the compression top dead center, and burning is weight. In drawing 7, when the clausilium timing of an inlet valve is set as 30-degreeABDC, as shown in 118, the pressure after compression becomes larger than the minimum pressure of a cool flame generating field. This is in the middle of compression, will go into a cool flame generating field, and will light and burn quite in this side from a top dead center. In order to make it light near the top dead center, as shown in 117, it is necessary to make small the difference of the pressure after compression, and the minimum pressure of a cool flame generating field, therefore the clausilium timing of an inlet valve is changed, and it controls to reduce the compression ratio of parenchyma.

[0019] How to make drawing 8 pass through a cool flame field by fuel injection is shown. The premature ignition by the side of the high torque of a compression ignition engine (i.e., when an air-fuel ratio is small) is a technical problem, for example, if fuel quantity equivalent to an air-fuel ratio 15 is injected at a time in an inhalation-of-air process, in a cylinder, the temperature of gaseous mixture and the hysteresis of a pressure will become like 120, and will not pass through a cool flame field. On the other hand, if the injection quantity in the inside of an inhalation-of-air process is carried out in addition to the one half of the total injection quantity and an air-fuel ratio is made or more into about 30, the temperature of gaseous mixture and the hysteresis of a pressure will become like 121 in a cylinder. This is for polytropic-index n in (1) type and (2) types to become large because the air-fuel ratio became large, and for temperature to increase. Therefore, by compressing as it is in the case of with an air-fuel ratio of about 30 to 40 gaseous mixture, it goes into a cool flame field like a dotted line 123, and ignition combustion is carried out. However, since the torque needed since there is little fuel quantity in this case cannot be taken out, the remaining fuel quantity is injected in the second half of a compression stroke. The timing which injects a fuel is the cool flame field this side near [which is shown by 122] an asterisk. The condition of the combustion chamber at this time is typically shown in drawing 9. 52 expresses the injection pulse signal. the fuel which injected the inhalation-of-air line with the pulse width of T11 to inside -- gaseous mixture -- 21a is formed and the air-fuel ratio of this gaseous mixture is about 30 or more. Fuel 21b is injected with the pulse width of T12 in the second half of a compression stroke. Since it is desirable to light after fuel 21b is moderately spread in a combustion chamber, fuel injection timing of fuel 21b is decided in consideration of the diffusion time of the fuel spray etc.

[0020] The control flow chart of this invention is shown in drawing 10. When operated in compression ignition mode, ignition stage control is always performed. First, an operational status detection means calculates a demand engine torque from accelerator opening, the vehicle speed, a gear change gear location, etc. Furthermore an engine speed is read and a target air-fuel ratio is set up. The condition in a target cylinder according to a use fuel is determined. The condition in a target cylinder is a field of temperature and a pressure which produces a cool flame. The preliminary decision of the control means suitable for current operational status and its control input (clausilium timing of the amount of EGR(s) or an inlet valve) is carried out, MAP Pa and an intake-air temperature T1 are read, and the condition in a cylinder after the compression in a target air-fuel ratio is presumed. If a presumed result is compared with the condition in a target cylinder and the presumed result is contained in the condition in a target cylinder, i.e., a cool flame field, with block 53, a control signal will be outputted to the state control means in a cylinder. When the presumed result is separated from the condition in a target cylinder, the error amount is calculated with block 55, and the adjustable bulb control input and the amount of EGR(s) for correcting the error amount with block 54 are presumed with a control means model using the data beforehand dedicated in ROM of a control unit. The result is outputted to the state control means in a cylinder.

[0021] The ignitionability of a fuel and the relation of a cool flame field are shown in drawing 11. 50 expresses the ignition limiting curve of a use fuel, and 43 expresses the cool flame field. It changes with fuel components, when ignitionability is good, it moves to a side whenever [low-temperature] like 43b, and a cool flame field is moved to a high temperature side like 43a, when ignitionability is bad. Ignitionability can be adjusted by mixing for example, a gasoline/gas oil. Drawing 12 shows the mixing percentage of a gasoline/gas oil, and the relation of ignitionability. The gas oil currently used for the fuel of a diesel power plant has good ignitionability, and carries out autohesion fire in a high temperature ambient atmosphere. On the other hand, ignitionability of a gasoline is bad, and by the gasoline engine, using an ignition plug, it supplied ignition energy and is lit. Therefore, ignitionability is controllable by changing those mixing percentage like 125. How to refuel a fuel tank 130 by the ratio of a convention of gas oil and a gasoline, make composite fuel 131 in a fuel tank, and send to an engine with the fuel pump 132 in a tank, as shown in drawing 13 as the control approach of mixing percentage, and the approach of preparing separately fuel tank 130a for gasolines and fuel tank 130b for gas oil, as shown in drawing 14, and mixing into a regular ratio with mixed equipment 133, and sending to an engine with a fuel pump 132 can consider.

[0022] Another example of this invention is shown in drawing 15. Although it omits since the basic configuration is the same as that of the example shown in drawing 1, the places which have equipped the ignition plug 57 differ in this example.

[0023] A operating range in this example is shown in drawing 16. An axis of abscissa is an engine speed and an axis of ordinate is an engine torque. An ignition plug is used in the fields 58 and 60 shown with the slash. The field 60 expresses the time of starting.

[0024] The control flow chart at the time of starting is shown in drawing 17. If a key switch is turned on, reading of an engine speed, an intake-air temperature, and water temperature will be started first. an engine speed -- this time -- yet -- 0rpm it is. Then, a starter motor is turned on and cranking starts. a cranking rotational frequency -- 200 - 300rpm it is. Furthermore fuel injection and ignition are started and it checks that engine rotation goes up with block 61. The supply fuel quantity at the time of cranking is set up so that it can start smoothly, and an air-fuel ratio may become small somewhat from theoretical air fuel ratio. After engine rotation going up, a target air-fuel ratio is set up near the theoretical air fuel ratio so that it may become normal combustion. It checks whether the engine speed exceeded idle rpm with block 62, and water temperature has fully risen with block 63 further. When water temperature is low, a target air-fuel ratio is set up small, and calorific value is made to increase. After checking whether it is the intake-air temperature in which compression ignition is possible with block 64 finally, a target air-fuel ratio is set as the range in which compression ignition is possible, the opening of an adjustable bulb is changed, and an air content is made to increase. Ignition is stopped to this and coincidence.

[0025] The timing diagram of the engine speed at the time of starting, fuel-injection pulse width, an ignition signal, and an air-fuel ratio is shown in drawing 18. A key switch is turned on by time amount 0, and a starter motor is turned on by time amount T1. It is turned with a starter and an engine is 200 - 300rpm. It rotates. Fuel injection and ignition are started at this time. At the time of cranking, more fuels are injected so that it may be easy to put an engine into operation. Therefore, an air-fuel ratio becomes smaller than theoretical air fuel ratio. If an engine speed goes up by time amount T2, fuel-injection pulse width is shortened, and some air-fuel ratios will be enlarged and will carry out normal combustion. Water temperature rises by generation of heat from an engine before time-of-day T3. After water temperature rises, fuel-injection pulse width is made still smaller, and an air-fuel ratio is set as theoretical air fuel ratio. Then, it checks whether it is the intake-air temperature in which compression ignition is possible, and if compression ignition is possible, ignition will be stopped by time-of-day T four. Since the opening of an adjustable bulb is changed into coincidence at this time, an air content increases and an air-fuel ratio becomes large. If it goes into the compression ignition field 59 shown in drawing 16, ignition stage control shown in drawing 10 will be performed succeeding. Although an air-fuel ratio changes

to 80-25 according to a demand engine torque in the compression ignition field 59, the Nox discharge from an engine is several 10 ppm. It is a low value. When a demand engine torque is still larger, it shifts to a field 58. In a field 58, the jump-spark-ignition type which lights with an ignition plug is burned, and a setting air-fuel ratio is theoretical air fuel ratio so that a three-way catalyst can be used. Therefore, also in this field, the Nox discharge from the exhaust pipe of a car serves as a low value.

[0026] The flows of control at the time of the change of the compression ignition field 59 and the ignition assistant field 58 are shown in [drawing 19](#). The demand engine torque is calculated from accelerator opening, the vehicle speed, and a gear change gear location in the compression ignition field 59. Furthermore, the target air-fuel ratio is set up from the map with an engine speed. If the target air-fuel ratio becomes 25 or less, it will shift to the ignition assistant field 59. An air-fuel ratio 25 is a marginal air-fuel ratio which can perform low NOx combustion by the compression ignition method. In case it shifts to an ignition assistant field, the target ignition timing according to operational status is set up first, and ignition is started. This time -- an air-fuel ratio -- yet -- about 25 -- it is -- homogeneity -- since it is larger than the ignition marginal air-fuel ratio of gaseous mixture, ignition combustion by compression is performed in an ignition plug, without lighting. Next, an air content is extracted by the adjustable bulb as an air-fuel ratio turns into theoretical air fuel ratio, and ignition combustion is started. Block 71 also adjusts ignition timing to coincidence. When it checks whether it is a demand engine torque with block 70 and the actual engine torque differs from the demand engine torque after shifting to an ignition assistant field, an air-fuel ratio adjusts an air content and changes torque so that it may not change.

[0027] The timing diagram at the time of a operating-range change is shown in [drawing 20](#). In a compression ignition field, an air-fuel ratio changes to about 80-25 according to an engine torque. Naturally the ignition signal is turned off. 72 expresses a target air-fuel ratio and 73 expresses the real air-fuel ratio. Moreover, 75 expresses the engine torque with actual 76 for the target engine torque. If a target air-fuel ratio becomes smaller than 25 at time of day T1, fuel oil consumption will be controlled so that an air-fuel ratio is set to about 25, and ignition will be started to coincidence. An adjustable bulb control input is changed at time of day T2, and an air-fuel ratio is controlled to become theoretical air fuel ratio. Since fuel oil consumption is not changing at this time, an engine torque changes smoothly. After this, an adjustable bulb control input is changed so that theoretical air fuel ratio may not be changed, and the engine torque is brought close to desired value. This change control is 100msec(s). Since it completes less than, there is no sense of incongruity in a degree of comfort.

[0028] Another example of this invention is shown in [drawing 21](#). Although the engine configuration is the same as that of what was shown in [drawing 15](#), the thing at the time of being equipped with the sensor which can detect the combustion reaction in an engine combustion chamber is considered. [Drawing 21](#) shows the configuration of the control unit 5 in this case. The feedback signal 108 is added to the configuration shown in [drawing 2](#). The result of having detected the combustion reaction etc. can be used for this feedback signal.

[0029] The configuration at the time of using for [drawing 22](#) the ion current sensor which detects the ion current generated in an ignition plug 57 at a combustion chamber as a combustion reaction sensor is shown. In the operating range shown in [drawing 16](#), although an ignition plug is used in fields 58 and 60 as equipment which supplies ignition energy, the ignition plug is not used in the compression ignition field 59. So, in this field, it is the purpose to use as equipment which detects the ignition stage at the time of compression ignition. In an ignition assistant field, an ignition coil 77 amplifies the ignition signal from the engine control unit 5, raises an electrical potential difference, and supplies ignition energy to an ignition plug 57. In a compression ignition field, the high voltage is supplied from an ignition coil and it is used as ion current detection equipment. If combustion takes place by the combustion chamber, the radical resulting from the intermediate product of combustion will occur, and a current flows between the ignition plugs which have carried out the seal of approval of the high voltage. This is the ion current, and the current value is sent and processed by the detector 78.

[0030] The detection result of the ion current is shown in [drawing 23](#). 36 is a cylinder internal pressure wave and 37 is a heat rate. 81 is an ion current wave and it has become a wave corresponding to a heat rate 37 mostly. Thereby, it is detectable, the generating stage, i.e., the ignition stage, of a thermal flame. When a flame failure is furthermore carried out, since the ion current does not flow, it can be applied also to flame-failure detection.

[0031] The flow chart of ignition stage feedback control is shown in [drawing 24](#). When comparing the ignition stage by ion current detection with the target ignition stage according to operational status and having shifted with block 82, the error amount is calculated with block 83, it determines that an adjustable bulb control input and the amount of EGR(s) will become a proper value, and the control signal is outputted and performed. And feedback control is repeated.

[0032] Although the above-mentioned example showed the example of an ion current sensor as a means to detect the reaction of a combustion chamber, the pressure sensor which detects the combustion photosensor which detects a combustion flame as a means to detect a reaction, and cylinder internal pressure may be used.

[0033] The reaction path of ignition combustion is explained to [drawing 25](#). This example has explained the ignition combustion by the (A) ignition plug, and the ignition combustion by (B) compression. In (A), ignition energy is supplied to the gaseous mixture (the fuel and air which were evaporated) of the circumference of an ignition plug from an ignition plug, a pyrolysis is carried out first, and an olefin and an alkyl radical are generated. An olefin and an alkyl radical are O₂ of a perimeter. It oxidizes reacting with a molecule and is CO and H₂. It generates and combustion takes place with the gestalt of a thermal flame as oxidation reaction rapid after that. On the other hand, at (B), further, by the temperature rise according [a fuel] to compression, heat transfer from an engine, and the heat exchange by mixing with EGR gas, the temperature of gaseous mixture (a fuel and air) rises and oxidation reaction advances at low temperature comparatively from the generation reaction of an olefin and an alkyl radical. An aldehyde is generated at this time, and it becomes a cool flame and appears. Like heat conductive **** 37 shown in [drawing 4](#) (A), a cool flame reaction is exothermic reaction and the temperature of a reaction place rises locally. It is CO and H₂ by this temperature rise. It is generated, and shifts to that post heating flame reaction, and they are CO and H₂O. It is generated and combustion is completed. When a cool flame reaction arises, it is not the specific location of a combustion chamber, and since it is not necessarily one, a cool flame reaction advances in two or more locations. Therefore, by the cool flame reaction, many reaction places which carried out the temperature rise will exist, and ignition combustion will take place by the multipoint. If it sees in the engine whole combustion chamber, since the distance which the combustion flame produced from one reaction place spreads will turn into a very short distance to a neighboring reaction place, combustion will be completed for a short time.

[0034] The engine control approach of having used the road traffic information from the outside of a vehicle for [drawing 26](#) as another example of this invention is shown. The vehicle information and communication system which provides a car with delay information, empty parking lot information, etc. by construction, regulation, etc. on a road is being established, and flattery transit of the unattended operation in a highway or a front transit vehicle is assumed as one of them. On the highway 201 shown in [drawing 26](#), although it is necessary to fully take the distance between two cars, from a viewpoint of a deployment of road environment, to shorten the distance between two cars and to make [many] the number of transit is desired by the insurance top. Therefore, a receiver 98 receives the information, especially delay information ahead of the highway 201 it is running from the road traffic information offer facility 200

installed around highway 201, and the distance-between-two-cars information on a front transit vehicle, and the inside of a control unit 5 controls an engine 99 using the information.

[0035] Drawing 27 shows the configuration of the control unit 5 in this case. A feedback signal 108 is made into the signal 109 from the outside of a vehicle in the configuration shown in drawing 21. As a signal 109 from the outside of this vehicle, it is mainly delay information and the distance-between-two-cars information on a front transit vehicle, and is used for calculation of the demand engine torque at the time of unattended operation within the operational status detection means 101. Since an operator does not operate an accelerator pedal at the time of unattended operation, a demand engine torque is uncomputable from an accelerator pedal control input. When there is no sign that a front road is vacant and congested, a demand engine torque is controlled to maintain or increase the present vehicle speed. On the other hand, when the information that the distance between two cars with the preceding car became short because of delay of a front road is received from the road traffic information offer facility 200, a demand engine torque is made small so that the vehicle speed may be reduced. Thus, the air-fuel ratio setting means 102 sets up an air-fuel ratio using the computed demand engine torque. Therefore, an air-fuel ratio is set up, a control input, the fuel-injection approach, etc. of the amount of EGR(s) or an adjustable bulb are adjusted, and the engine condition in a cylinder is controlled by road traffic information inputted into the operational status detection means 101 at the time of unattended operation.

[0036] The configuration of the engine in this invention is shown in drawing 28. Drawing 28 is the sectional view of the injection engine in a cylinder, and (A) is the side injection type engine with which the fuel injection valve 11 was attached in the side of a combustion chamber 24. (B) is the sensor injection type engine with which the fuel injection valve 11 was attached in the center of a combustion chamber 24. In this invention, it is applicable to both of the engines of a method. Moreover, although the top-face configuration of a piston 22 has a desirable flat mold, there may be a cavity and a bulb recess.

[0037] The adjustable valve mechanism used for drawing 29 and drawing 30 by this invention is shown. Since actuation of an intake valve and an exhaust air bulb is the same, an intake valve is made into an example and it explains it. Drawing 29 is a phase type adjustable valve mechanism, is changing the phase angle ϕ of the cam sprocket 28 currently fixed to the cam shaft which moves an intake valve 12 up and down, and controls valve opening of an intake valve 12, and a clausilium stage. 13a is a valve-lift calfskin when operating to the usual timing, and 13b and 13c are the valve-lift curves when making the closing motion stage of a bulb late. Even if bulb valve-opening timing becomes late, there is little effect on an inhalation air content, but since blow return of the once inhaled air will occur if bulb clausilium timing becomes late, an inhalation air content decreases. A compression ratio is controllable using this phenomenon.

[0038] the needle 133 which drawing 30 is an electromagnetic adjustable valve mechanism, and was fixed to the intake valve 12, and electromagnetism -- it consists of coils 131, 132. electromagnetism -- if a current flows in a coil 131, electromagnetic force will occur, a needle 133 is attracted, and an intake valve opens. conversely, electromagnetism -- if a current is passed in a coil 132, an intake valve will close the valve. The lift curve becomes like drawing 30 (B) because the description of an electromagnetic adjustable bulb has short valve opening and clausilium time amount. Moreover, there is the description that valve-opening timing and clausilium timing are independently controllable. A compression ratio is controllable by changing clausilium timing also in this case.

[0039] An air flow used for drawing 31 by this invention is shown. Drawing 31 (A) is the perspective drawing from the engine suction port 30 to a combustion chamber 24. (A) is a situation when keeping one of an intake valve 12 closed and inhaling air only from inhalation-of-air path of one of the two, and the swirl air flow 31 horizontal in a combustion chamber 24 is generated. (B) is a situation when opening both of the intake valves 12, and the vertical tumble air flow 32 is generated in a combustion chamber 24. The thing which is homogeneity in the compression ignition engine of this invention and for which gaseous mixture is made beforehand is important, and it is important to use such an air flow, and to fully agitate and mix a fuel with air. However, since it is also important at the time of combustion to make it light by the multipoint and not to carry out flame propagation, after compression, it is important that an air flow decreases and it is weak. Generally, the circular movement remains and the compression stroke anaphase of a swirl air flow when the piston went up is not desirable to a compression ignition engine, either. Since the tooth space of a TARUBURU air flow in which it circles perpendicularly is lost at a compression stroke anaphase and a revolution eddy collapses, an air flow becomes weak. Therefore, it is desirable to use a tumble air flow for a compression ignition engine.

[0040] The example of the generation method of a tumble air flow is shown in drawing 32 and drawing 33. Drawing 32 is the example which established the subinhalation-of-air path 33 in the suction port 30. By closing the flow dividing valve 34 installed in the suction port 30, air passes along the subinhalation-of-air path 33, and is inhaled in a combustion chamber 24. Since the inflow rate at this time is quicker than the time of passing along a suction port 30, the air flow 32 with directivity is generated and it comes to circle in a combustion chamber 24. Moreover, the strength of a tumble air flow is controllable by changing the opening of a flow dividing valve 34. That is, the rate of flow is changed by adjusting the air content which flows the subinhalation-of-air path 33 and a suction port 30.

[0041] Drawing 33 is the example which installed the valve 34 (following and TARUBURUKONTO roll bulb (TCV)) with notching in the suction port 30. By closing TCV34, air passes along the notching section of TCV34, and is inhaled in a combustion chamber 24. Since air mainly passes along the intake valve 12 bottom at this time, the tumble air flow 32 is generated. Moreover, the strength of a tumble air flow is controllable by changing the opening of TCV34. When the configuration of a suction port 30 has furthermore been independent, TCV34 is installed in suction-port each which became independent as shown in (B).

[0042]

[Effect of the Invention] Ignition timing is controlled by the compression ignition type engine of this invention so that ignition is performed proper at the time of high torque by presuming the condition in a cylinder after compression using the quantity of state in a cylinder before combustion. The closing motion timing and the amount of EGR(s) of an adjustable bulb are controlled to be in a condition in a cylinder which the cool flame from which the condition in a cylinder after compression (temperature or pressure) specifically serves as a trigger of a compression ignition phenomenon generates. Thereby, the limit of inflammability by the side of the high torque of a compression ignition engine can be developed sharply.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

- [Drawing 1] The system chart of the injection engine in a compression ignition type cylinder which adopted this invention.
 [Drawing 2] The block diagram of the control unit in this invention.
 [Drawing 3] The explanatory view of the air-fuel ratio setting approach.
 [Drawing 4] Drawing showing the typical cylinder internal pressure wave of a compression ignition type engine, a heat rate wave and the condition in a cylinder, and an ignition limitation.
 [Drawing 5] Drawing showing the control approach of this invention.
 [Drawing 6] Drawing showing the relation of whenever [after an EGR rate and compression / cylinder internal temperature].
 [Drawing 7] Drawing showing the relation of the cylinder internal pressure after inhalation-of-air valve-closing valve timing and compression.
 [Drawing 8] Drawing showing whenever [cylinder internal temperature / at the time of 2 times injection], and pressure hysteresis.
 [Drawing 9] Drawing showing the combustion chamber and the mixed gaseous state voice at the time of 2 times injection.
 [Drawing 10] The flow chart Fig. of ignition stage control of this invention.
 [Drawing 11] Drawing showing the relation between fuel ignitionability and a cool flame generating field.
 [Drawing 12] a fuel -- drawing showing a mixing ratio and the relation of ignitionability.
 [Drawing 13] The block diagram of a fuel tank.
 [Drawing 14] The block diagram of the fuel tank equipped with fuel mixing equipment.
 [Drawing 15] The engine system chart of the 2nd example of this invention.
 [Drawing 16] Drawing showing a operating range in the 2nd example.
 [Drawing 17] The flow chart Fig. of the starting control in the 2nd example.
 [Drawing 18] The timing diagram Fig. at the time of applying starting control.
 [Drawing 19] The flow chart Fig. of the operating-range change control in the 2nd example.
 [Drawing 20] The timing diagram Fig. at the time of applying operating-range change control.
 [Drawing 21] The block diagram of the control unit in the 3rd example of this invention.
 [Drawing 22] The engine system chart of the 3rd example of this invention.
 [Drawing 23] The typical cylinder internal pressure wave, a heat rate wave and an ion current wave of a compression ignition type engine.
 [Drawing 24] The flow chart Fig. of the ignition stage feedback control in the 3rd example.
 [Drawing 25] Drawing explaining the reaction path of ignition combustion.
 [Drawing 26] Drawing showing the 4th example of this invention.
 [Drawing 27] The block diagram of the control unit in the 4th example of this invention.
 [Drawing 28] Drawing showing the injection valve location of the injection engine in a cylinder.
 [Drawing 29] Drawing showing the configuration and actuation of a phase contrast type adjustable valve mechanism.
 [Drawing 30] Drawing showing the configuration and actuation of an electromagnetic adjustable valve mechanism.
 [Drawing 31] The mimetic diagram of an air flow in a cylinder.
 [Drawing 32] The block diagram of the subinhalation-of-air path which generates a tumble air flow.
 [Drawing 33] The block diagram of TCV which generates a tumble air flow.

[Description of Notations]

5 -- An engine control unit, 11 -- A fuel injection valve, 12 -- Intake valve, 13 14 -- An adjustable valve mechanism, 15 -- An exhaust air bulb, 19 -- EGR path, 20 [-- Engine head,] -- An EGR control valve, 22 -- A piston, 24 -- A combustion chamber, 25 26 27 -- It is a sensor and 31 whenever [crank angle]. -- A swirl air flow, 32 -- Tumble air flow, 33 [-- Ignition coil,] -- A subinhalation-of-air path, 34 -- TCV, 57 -- An ignition plug, 77 78 -- An ion current detector, 79 -- An adjustable bulb driving gear, 98 -- Road traffic information receiver, 99 [-- Air-fuel ratio setting means,] -- An engine, 100 -- A car, 101 -- An operational status detection means, 102 103 [-- An adjustable bulb control means, 107 / -- A fuel-injection control means, 130 / -- A fuel tank, 132 / -- A fuel pump, 133 / -- Fuel mixing equipment, 200 / -- A road traffic information offer facility, 201 / -- Road.] -- The state estimation means in a cylinder, 104 -- The state control means in a cylinder, 105 -- An EGR control means, 106

[Translation done.]

* NOTICES *

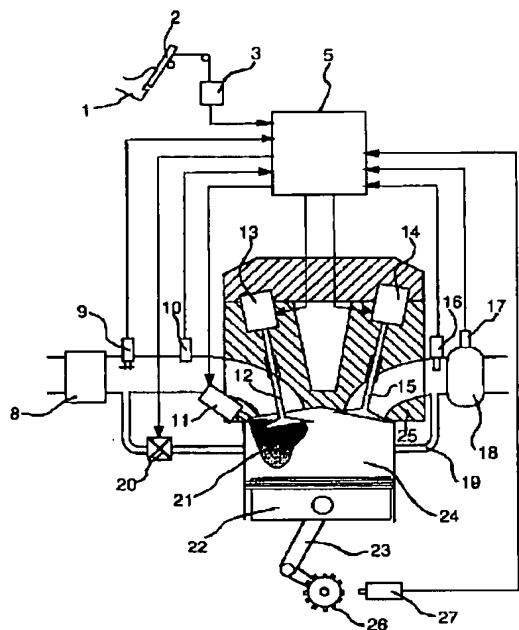
JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

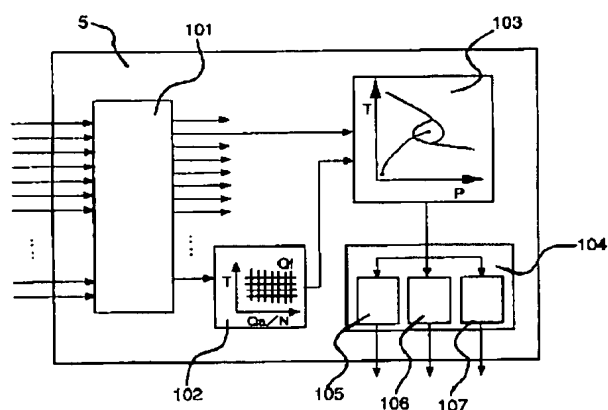
[Drawing 1]

図 1



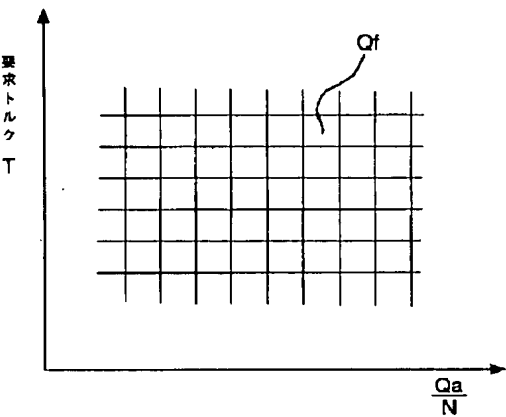
[Drawing 2]

図 2



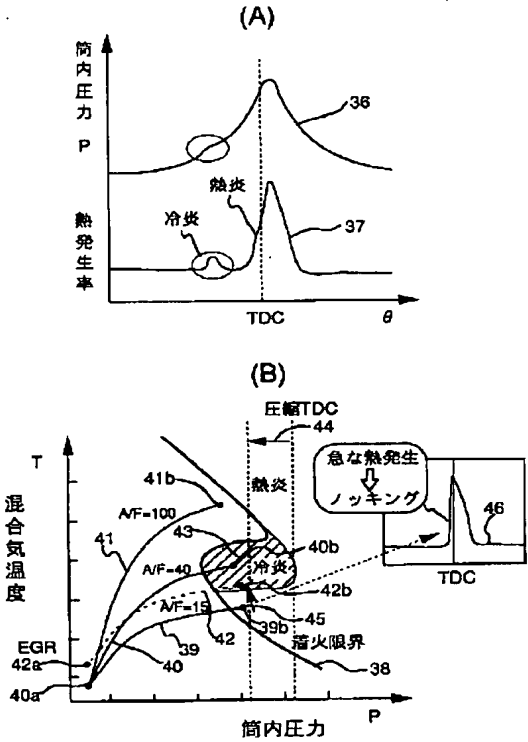
[Drawing 3]

図 3



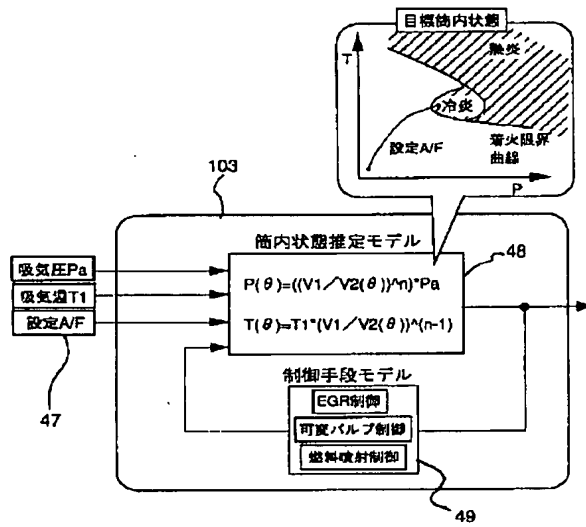
[Drawing 4]

図 4



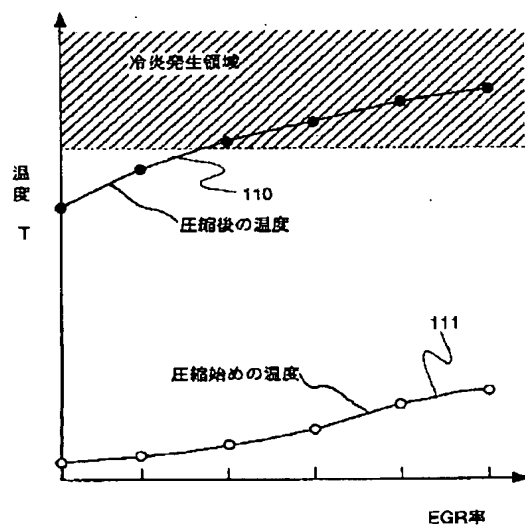
[Drawing 5]

図 5



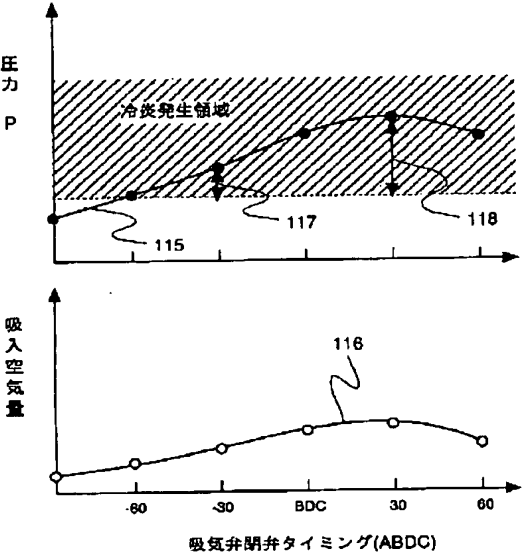
[Drawing 6]

図 6



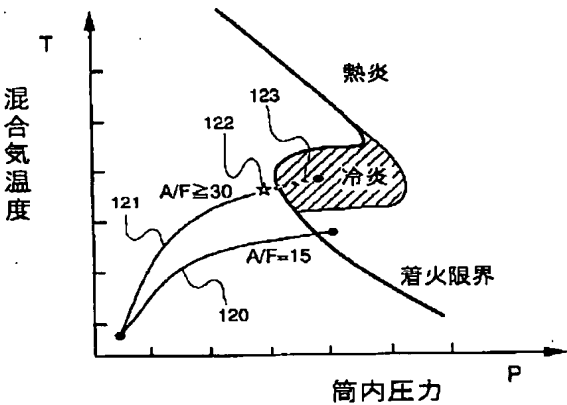
[Drawing 7]

図 7



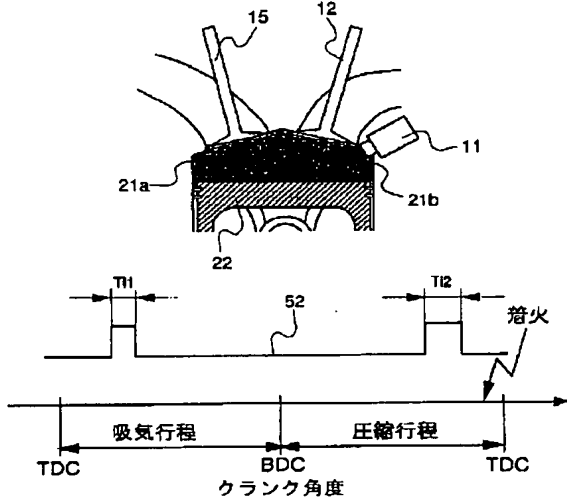
[Drawing 8]

図 8



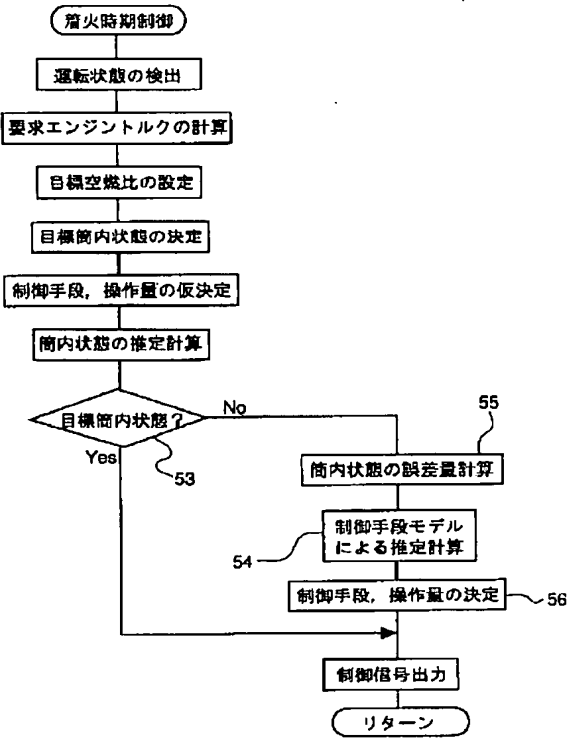
[Drawing 9]

図 9



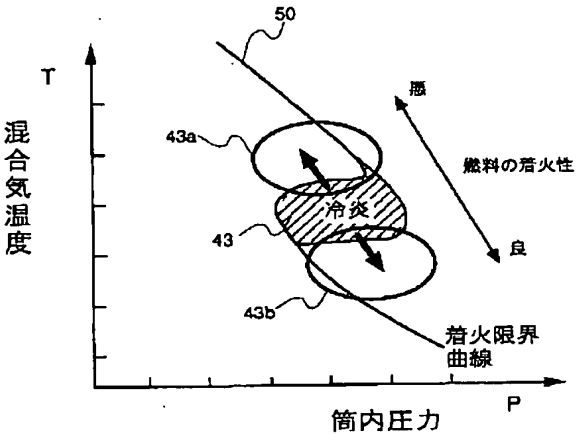
[Drawing 10]

図 10



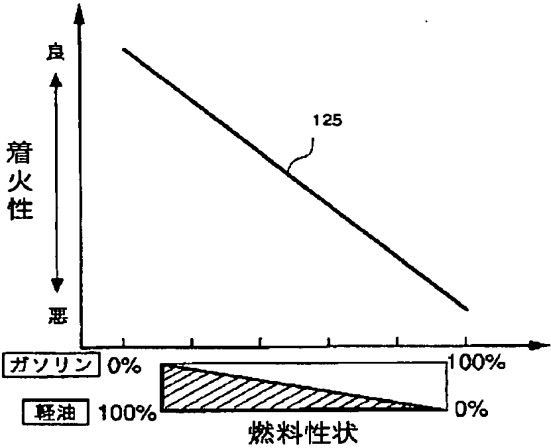
[Drawing 11]

図 11



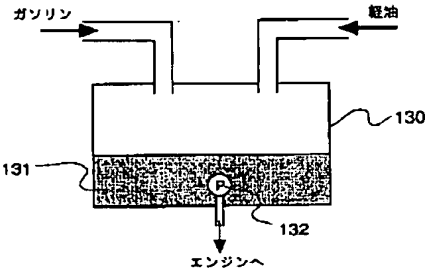
[Drawing 12]

図 12



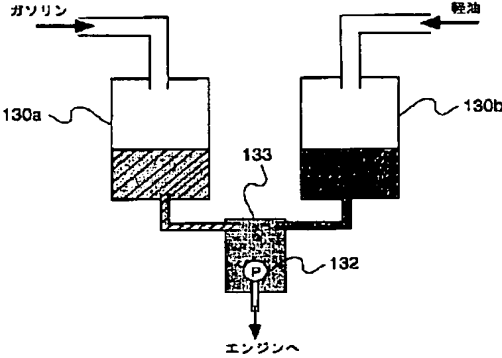
[Drawing 13]

図 13



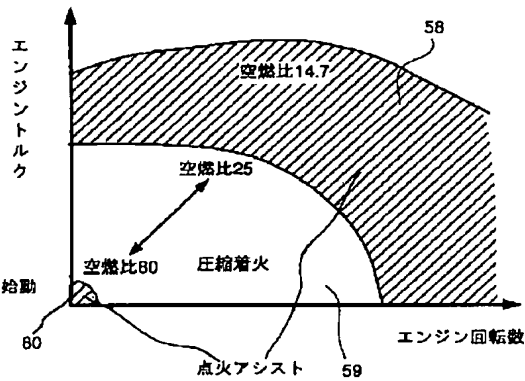
[Drawing 14]

図 14



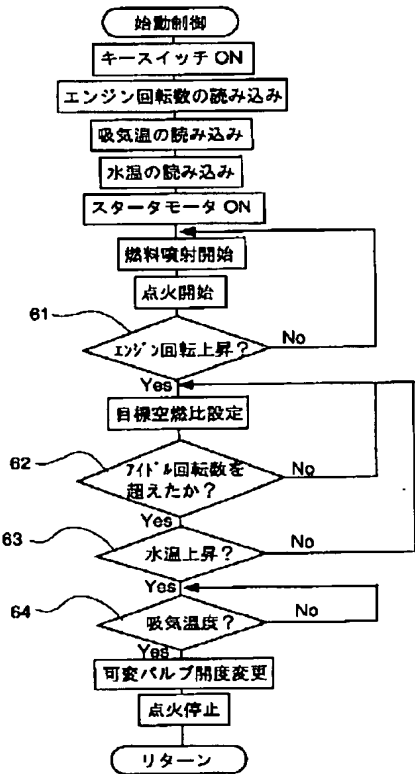
[Drawing 16]

図 16



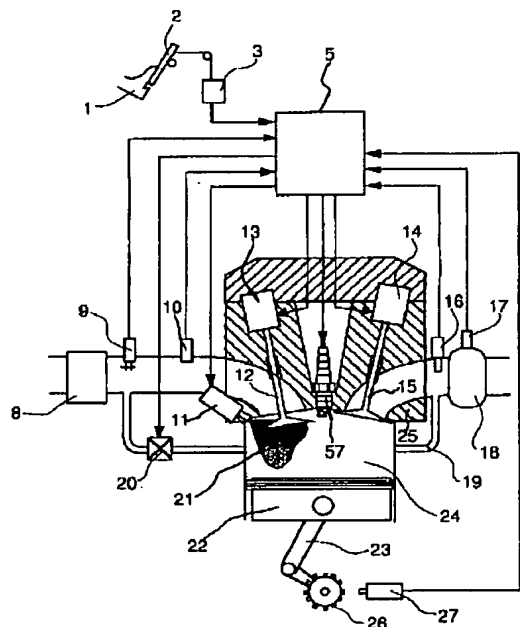
[Drawing 17]

図 17



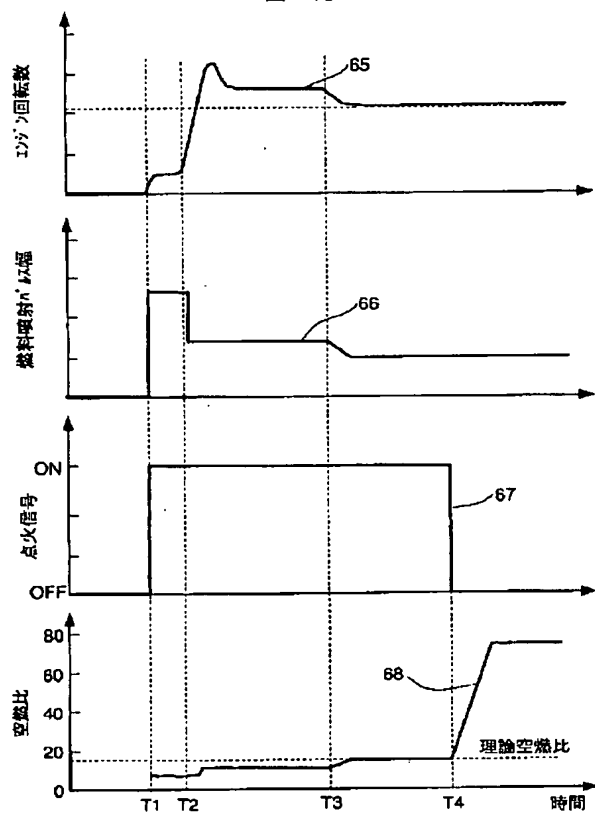
[Drawing 15]

図 15



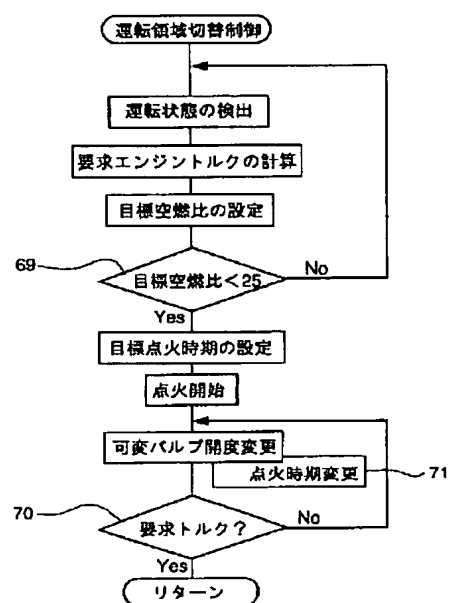
[Drawing 18]

図 18



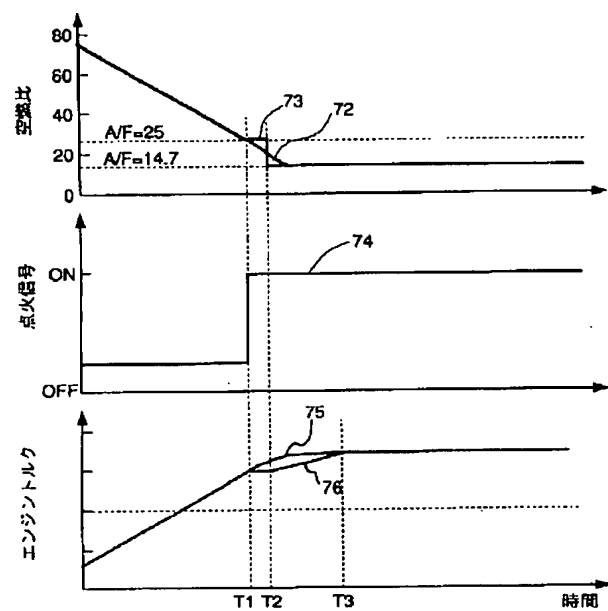
[Drawing 19]

図 19



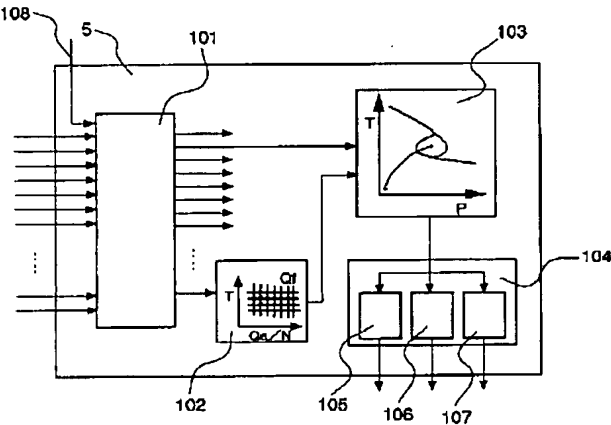
[Drawing 20]

図 20



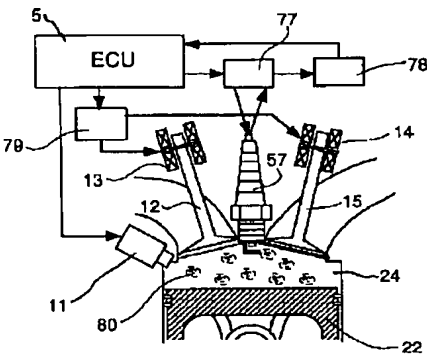
[Drawing 21]

図 21



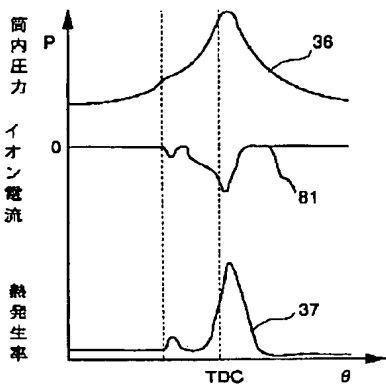
[Drawing 22]

図 22



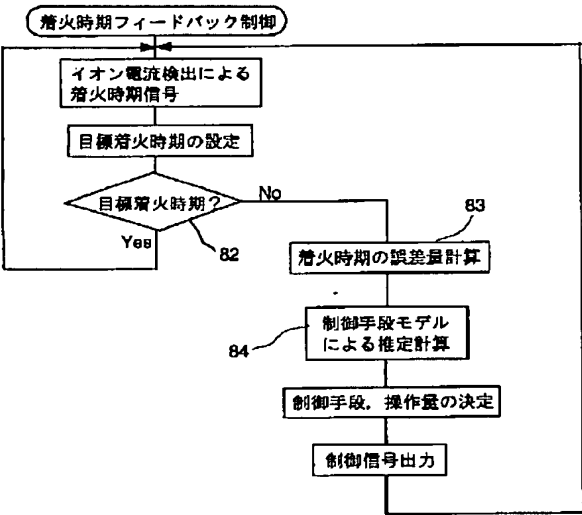
[Drawing 23]

図 23



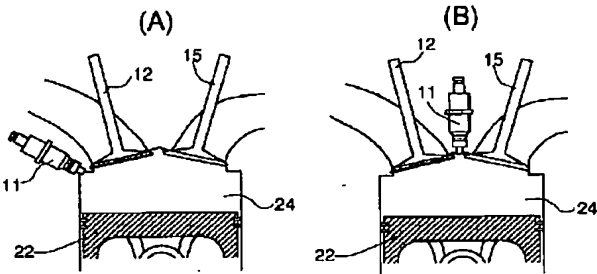
[Drawing 24]

図 24



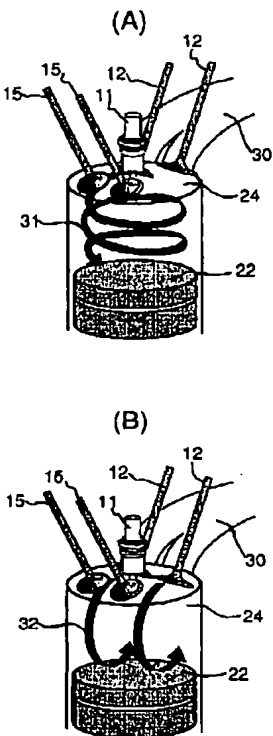
[Drawing 28]

図 28



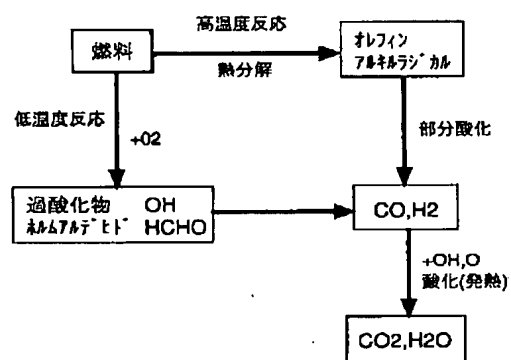
[Drawing 31]

図 31



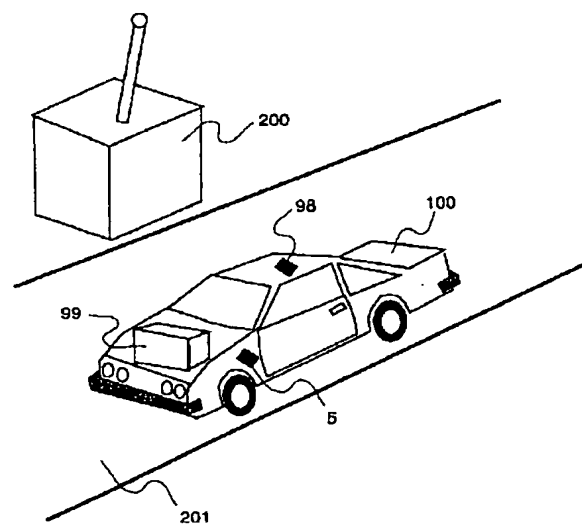
[Drawing 25]

図 25



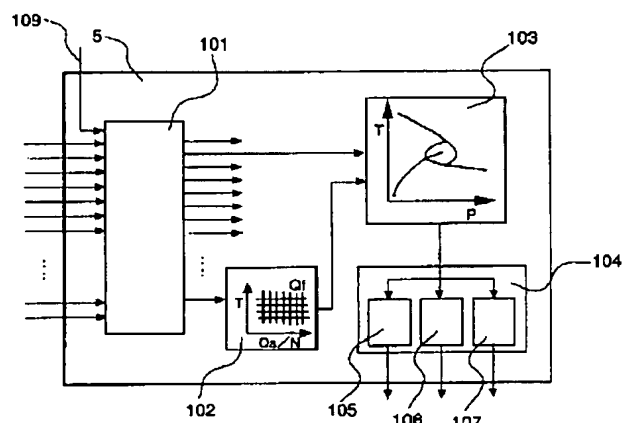
[Drawing 26]

図 26

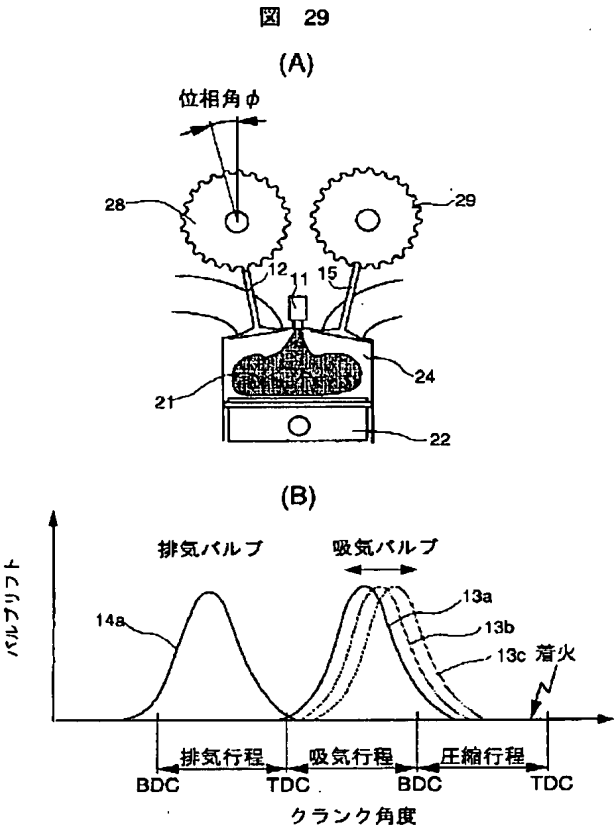


[Drawing 27]

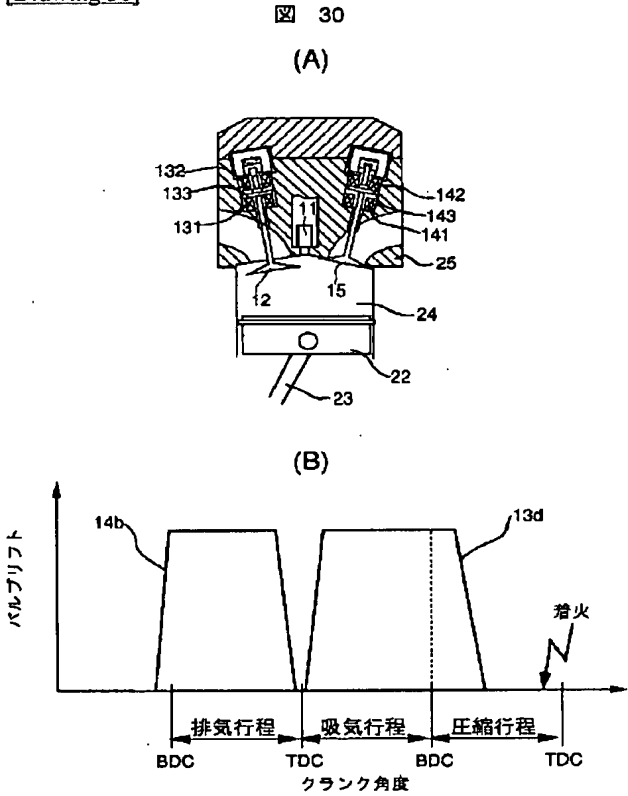
図 27



[Drawing 29]

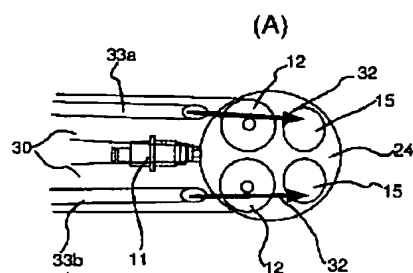


[Drawing 30]

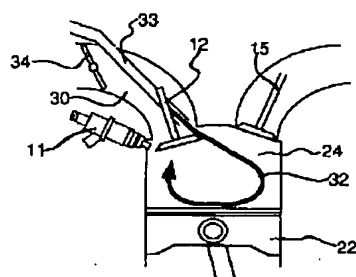


[Drawing 32]

図 32



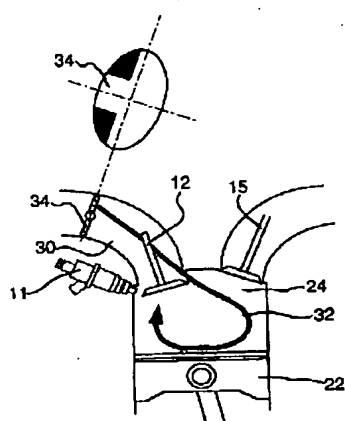
(B)



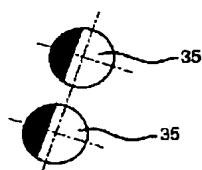
[Drawing 33]

図 33

(A)



(B)



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-20765

(P 2 0 0 1 - 2 0 7 6 5 A)

(43) 公開日 平成13年 1 月23日 (2001. 1. 23)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード [*]	(参考)
F02D 13/02		F02D 13/02	H 3G084	
15/00		15/00	E 3G092	
45/00	312	45/00	312 Z	

審査請求 未請求 請求項の数16 O L (全18頁)

(21) 出願番号	特願平11-191205	(71) 出願人	000005108 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台四丁目 6 番地
(22) 出願日	平成11年 7 月 6 日 (1999. 7. 6)	(72) 発明者	白石 拓也 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株 式会社日立製作所日立研究所内
		(72) 発明者	野木 利治 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株 式会社日立製作所日立研究所内
		(74) 代理人	100075096 弁理士 作田 康夫

最終頁に続く

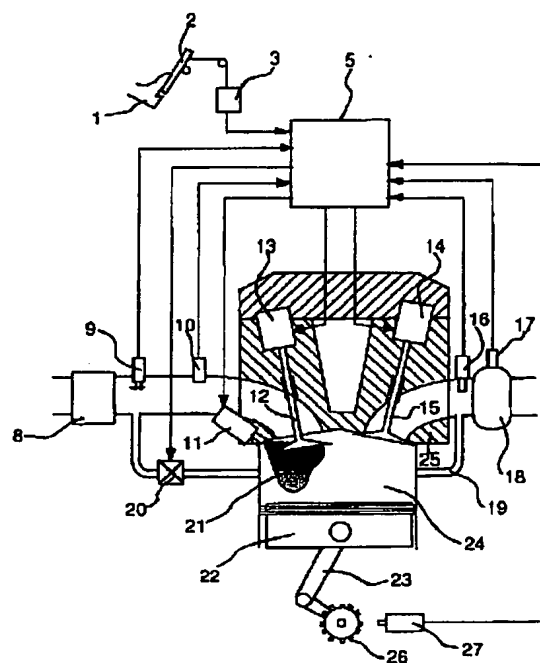
(54) 【発明の名称】 圧縮着火エンジン及び圧縮着火式エンジンの制御方法

(57) 【要約】

【課題】 圧縮着火エンジンではトルク増大時（燃料量が多く、空燃比が小さい場合）には、燃焼圧力が急速に多くなり、ノッキングが発生するという問題がある。

【解決手段】 本発明は、エンジン燃焼室内の圧縮後の筒内状態（温度または圧力）を燃焼現象が起こる前に推定または検出し、圧縮着火現象のトリガとなる冷炎領域に入るように EGR 量および吸排気バルブの開閉タイミングを制御する。

図 1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 シリンダ内を往復するピストンの圧縮動作によってシリンダ内の混合気に着火するものにおいて、シリンダ内へ空気を吸入する吸気弁の開弁タイミングを制御する制御機構を設けた圧縮着火エンジン。

【請求項 2】 シリンダ内を往復するピストンの圧縮動作によってシリンダ内の混合気に着火するものにおいて、圧縮比を制御して着火タイミングを制御する圧縮着火エンジンの制御方法。

【請求項 3】 エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、

前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、

空燃比を設定する空燃比設定手段と、

筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、

筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、

前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも 1 つを用いて空燃比を設定し、前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比のうち、少なくとも 1 つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、

前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近での筒内温度または圧力が燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過させること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項 4】 エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、

前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、

空燃比を設定する空燃比設定手段と、

筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、

筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、

前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも 1 つを用いて空燃比を設定し、

前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比のうち、

少なくとも 1 つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、

前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近での筒内温度が燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過するように吸気を加熱するための EGR 量を制御すること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項 5】 請求項 4 において、

10 筒内状態制御手段として外部 EGR を用いること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項 6】 請求項 4 において、

筒内状態制御手段として内部 EGR を用いること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項 7】 エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、

20 前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、

空燃比を設定する空燃比設定手段と、

筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、

筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、

前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも 1 つを用いて空燃比を設定し、

30 前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比のうち、少なくとも 1 つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、

前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近での筒内温度または圧力が燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過するように吸気行程中に全噴射量の 50% 以下の燃料量を噴射し、圧縮行程中に残りの燃料量を噴射すること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項 8】 エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、

前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、

50 空燃比を設定する空燃比設定手段と、

筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、
筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、

前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも1つを用いて空燃比を設定し、
前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比のうち、少なくとも1つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、
前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近での筒内温度または圧力が燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過させるとともに、着火がエンジンの上死点付近で起こるように吸気弁の閉弁タイミングを制御すること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項9】エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、
前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、
空燃比を設定する空燃比設定手段と、
筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、
筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、
前記運転状態検出手段は燃料の着火性を判定し、その判定結果に基づいて目標となる冷炎領域を変化させること、を特徴とする請求項1に記載の圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項10】エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、
前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、
空燃比を設定する空燃比設定手段と、
筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、
筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段と、
着火エネルギー供給する着火手段を有し、
前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも1つを用いて空燃比を設定し、
前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比のうち、

少なくとも1つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、

前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近での筒内温度または圧力が燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過させるとともに、高負荷領域または始動時では着火手段を用いて着火させること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項11】エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、

前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、
空燃比を設定する空燃比設定手段と、
筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、
筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段と、
着火前の混合気反応を検出するセンサを有し、
前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも1つを用いて空燃比を設定し、
前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比または前記センサ出力のうち、少なくとも1つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、
前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近での筒内温度または圧力が燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過させること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項12】請求項11において、
着火前の混合気反応を検出するセンサとして、
燃焼室内のイオン電流を検出するイオン電流検出手段を用いること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項13】請求項11において、
着火前の混合気反応を検出するセンサとして、
燃焼室内の圧力を検出する圧力検出手段を用いること、
を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項14】エンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、前記エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、前記燃料噴射弁から噴射された燃料と前記燃焼室内に吸入された空気との混合気を前記ピストンの往復運動による圧縮動作で着火させる圧縮着火式エンジンにおいて、
前記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、

空燃比を設定する空燃比設定手段と、
筒内温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、
筒内温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、

前記空燃比設定手段は前記運転状態検出手段の検出結果のうち、少なくとも1つを用いて空燃比を設定し、
前記筒内状態推定手段は前記運転状態検出手段の検出結果または前記空燃比設定手段が設定した空燃比のうち、少なくとも1つを用いて前記エンジンの圧縮上死点付近の筒内温度または圧力を推定し、
前記筒内状態制御手段は前記筒内状態推定手段の推定結果に基づいて前記エンジンの圧縮上死点付近で、前記エンジンに供給された燃料中のある特定の素反応が起こるように前記エンジンの筒内状態量を制御すること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項15】請求項14において、
特定の素反応とはアルデヒド (HCHO) または過酸化物が生成される反応であること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【請求項16】請求項1～15に記載の制御方法を用いたエンジンを搭載した車両において、
前記車両は車外から道路交通情報を取り込む手段を有し、前記道路交通情報を用いてエンジンの空燃比を設定すること、を特徴とする圧縮着火式エンジンの制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は圧縮着火式エンジンの制御方法に関するものであり、特に燃料量が増大した高トルク時の着火時期を適正化する制御方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来の圧縮着火エンジンは特開平10-252541号公報に記載されているように、熱炎発生前に招起される、冷炎領域をさせて、圧縮上死点付近で着火させるものが知られている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかるにこの従来技術では圧縮比が固定されている。圧縮着火エンジンではトルク増大時（燃料量が多く、空燃比が小さい場合）には、燃焼圧力が急速に大きくなりノッキングが発生するという問題がある。これは適切な着火時期よりも早く自己着火が起こり、その点を火種として火炎伝播してしまうためである。このように従来の圧縮着火エンジンでは火花点火のような強制点火手段を有していないので、高トルク時の着火時期を制御できないという課題がある。

【0004】本発明の目的は圧縮着火のタイミングを制御可能にする点にある。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため

に本発明では、エンジン燃焼室内の圧縮後の筒内状態（温度または圧力）を燃焼現象が起こる前に推定または検出し、圧縮着火現象のトリガとなる冷炎領域に入るようにEGR量および吸排気バルブ開閉タイミングを制御するものである。具体的にはエンジンの気筒に組み合わされる吸気弁と排気弁を含めた弁機構と、エンジンのピストンおよびシリンダ壁に囲まれた燃焼室に噴射孔が臨む燃料噴射弁を備え、エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段と、空燃比を設定する空燃比設定手段と、筒内の温度または圧力を推定する筒内状態推定手段と、筒内の温度または圧力を制御する筒内状態制御手段を有し、筒内状態制御手段は筒内状態推定手段の推定結果に基づいてエンジンの圧縮上死点付近での筒内温度または圧力が、燃料の着火範囲を温度と圧力の関係で表した場合に示される冷炎領域を通過するように制御することによって達成される。

【0006】

【発明の実施の形態】本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

【0007】図1に示すエンジンはクランク機構23を備え、そのクランク機構23に連結されたピストン22とエンジンヘッド25によって燃焼室24が形成されている。その燃焼室24はエンジンヘッド25に装着されている吸気バルブ12、排気バルブ15および燃料噴射弁11によって密閉される。吸気バルブ12、排気バルブ15は可変バルブ機構13、14で動作される。エンジンはピストン22の往復動作によって、燃焼に必要な空気を燃焼室24に吸入する。エンジンに吸入される空気はエアクリーナ8で空気中に含まれる埃やごみが除去され、空気量センサ9で吸入空気量が計測される。エンジンを制御するコントロールユニット5は、各種のセンサからの信号を基にエンジンの運転状態を検出し、その検出結果に基づいてエンジンに装着されている可変バルブ機構13、14やEGR弁20や燃料噴射弁11を制御する。エンジンを搭載した車両の運転者1によって操作されたアクセルペダル2の操作量はポテンショメータ3によって電気信号に変換され、コントロールユニット5に入力される。

【0008】図2にコントロールユニット5の構成を示す。各種のセンサからの信号（例えば、エンジン回転数、吸気圧力、吸気温度、水温、アクセル操作量、吸入空気量、燃料成分など）は運転状態検出手段101に入力される。その他の入力信号としては、例えばクランクシャフト23に装着されたクランク角度センサ26、27からの信号、排気管内に取り付けられた空燃比センサ16からの信号、排気触媒の温度を検出する温度センサ17からの信号などがある。空燃比設定手段102は運転状態検出手段101の信号の内、少なくとも1つに基づいて空燃比を決定する。また、運転状態検出手段101は燃料成分センサからの情報を基に予めコントロール

ユニット内に記憶された冷炎の発生領域を決定する。筒内状態推定手段 103 は運転状態検出手段 101 の信号の内、少なくとも 1 つと空燃比設定手段 102 で設定した空燃比に基づいて、エンジンの圧縮上死点付近での圧力および温度を推定する。この推定結果が冷炎領域を通過するように筒内状態制御手段 104 に制御信号を出力する。筒内状態制御手段 104 内は、EGR 制御手段 105、可変バルブ制御手段 106、燃料噴射制御手段 107 で構成されている。EGR 制御手段 105 は EGR 量を変化させるために EGR 弁 20 に制御信号を出力する。可変バルブ制御手段 106 は吸気バルブ 12 を動作させる可変バルブ機構 13 に制御信号を出力する。燃料噴射制御手段 107 は燃料噴射弁 11 に制御信号を出力し、燃料噴射量と噴射時期を調整する。

【0009】図 3 に空燃比設定手段 102 による空燃比の設定方法を示す。空燃比設定手段 102 は運転状態検出手段 101 内の吸入空気量、エンジン回転数、要求エンジントルクの情報を用いて、燃料噴射量 Q_f を決定する。要求エンジントルク T は運転状態検出手段 101 内でアクセル操作量から決められる。空燃比は吸入空気量 Q_a と燃料噴射量 Q_f の比として算出する。

【0010】図 4 (A) に圧縮着火燃焼時の筒内圧力と熱発生率を示す。36 はエンジンの燃焼室内の圧力変化を筒内圧力センサで計測した波形であり、37 はその波形から求めた熱発生率である。圧縮着火エンジンでは点火プラグによる強制着火がないために、着火が起こるタイミングが不明確である。36 の線上に描いた丸印の付近で圧力波形に変化が生じている。37 でみるとその時期に熱発生率が上昇していることから、熱が発生していることが判る。これを我々は冷炎と呼んでおり、その後のより大きい熱発生を熱炎と呼んでいる。圧縮着火燃焼が正常に行われるには冷炎が生じることが必須であり、その後熱炎反応に移行する。このことは冷炎反応が火種の役割をしていると言える。点火プラグによる着火燃焼方式では、冷炎は計測されずに熱炎のみが計測される。すなわち、点火プラグによる着火が火種となり熱炎反応を引き起こしている。しかし、このような冷炎が発生するのは空燃比が 80 ~ 25 程度であり、空燃比がそれより小さくなると、すなわち燃料量が増加すると冷炎が発生する前に熱炎反応が生じてしまう。この熱炎反応は正常な圧縮着火燃焼ではなくノッキングに近い現象である。圧縮着火エンジンの高トルク側の限界はこのノッキング現象で制約されている。これは燃料量が増加したときの着火時期を適切に制御出来ないためである。本発明のポイントはこのような高トルク時にも着火時期を制御できるようにすることである。

【0011】図 4 (B) は圧縮着火燃焼の着火限界を温度と圧力の関係で示したものである。混合気の着火限界

$$P(\theta) = P_a * \{V1/V2(\theta)\}^n \quad \dots (1)$$

筒内温度の推定には (2) 式を用いる。

は 38 のようになっており、38 より左側では着火せず、右側で着火することを示している。領域 43 付近で冷炎が発生する。この曲線は燃料種類および混合気濃度により変化するが、ここではその変化幅は小さいとして説明する。燃焼室内に十分に混合された空燃比 40 の混合気が吸入され、それを圧縮する場合を考える。この時圧縮開始前の温度と圧力は 40 a である。圧縮されることによって圧力と温度が 40 のように上昇し、冷炎領域 43 を通り圧縮後には 40 b に達する。冷炎領域 43 を通過すると図 8 に示したような冷炎が発生し、それに引き続いて熱炎反応が起こる。すなわち、空燃比 40 程度の混合気の場合は冷炎領域を通過するので正常な圧縮着火燃焼が行われる。次に空燃比が 15 の場合を考える。空燃比が小さい混合気の場合、比熱比が小さくなるので圧縮による温度上昇が小さくなる。その結果、圧縮中の圧力と温度上昇経過は 39 のようになり、冷炎領域 43 を通過しない。その結果圧縮後には 39 b に達し、冷炎反応を経ずに熱炎反応を引き起こす。そのときの熱発生率は 46 のように急激なものになり、ノッキングとなる。混合気の空燃比が違うことで圧縮後の温度と圧力の到達点が異なり、それが冷炎領域内か外かで燃焼形態が変わってしまう。本発明のポイントは空燃比が小さい高トルク時でも冷炎領域を通過するように制御することである。空燃比が小さいときは比熱比が小さくなり圧縮後の温度が低くなるのが冷炎領域を通過しなくなる原因と考えられるので、EGR を加え混合気の初期温度を 42 a の点まで上昇させる。この時の圧縮後の到達点は 42 b で冷炎領域を通過させることが出来る。EGR の加え方としては、排気管から吸気管までのバイパス通路を用いた外部 EGR でも構わないが、可変バルブ機構を用いて吸排気バルブのオーバーラップを変更する内部 EGR 方式でも良い。また、混合気濃度によっては冷炎領域に入ってから圧縮上死点までの期間が長く、着火時期が上死点よりかなり前になってしまうことも考えられる。吸気バルブの開弁時期を遅らせることで圧縮比を低下させ、圧縮後の圧力を 44 のように低下させ、着火時期をより上死点近くに制御する。

【0012】図 5 に本発明の制御内容を示す。エンジンのコントロールユニット 5 は運転状態を検出し目標空燃比を設定する。使用燃料によって図 4 (B) に示した着火限界曲線は決まるので、目標筒内状態（温度および圧力）を設定することができる。現在の吸気温度 T_1 と吸気圧 P_a と設定空燃比 47 で目標筒内状態に達するか、すなわち冷炎領域に入るかどうかを筒内状態推定モデル 48 を用いて推定する。筒内状態推定モデル 48 の計算式について説明する。

【0013】筒内圧力の推定には (1) 式を用いる。

【0014】

50 【0015】

$$T(\theta) = T1 * \{V1 / V2(\theta)\}^{(n-1)}$$

ここで、 $P(\theta)$ はクランク角度 θ の時の筒内圧力、 P_a は圧縮開始直前の筒内圧力または吸気管内圧力、 $V1$ は圧縮開始直前の燃焼室容積、 $V2(\theta)$ はクランク角度 θ の時の燃焼室容積、 n はポリトロップ指数、 T

(θ) はクランク角度 θ の時の筒内温度、 $T1$ は圧縮開始直前の筒内温度または吸気温度である。上式 (1) および (2) の計算はクランク角度 1 度毎に逐次計算する必要は無く、目標着火時期の変化幅内の例えば圧縮上死点前 40 度から 0 度までの範囲だけを計算すれば良い。

【0016】図 4 (B) に示すように設定空燃比が小さく冷炎領域に入らない場合は、可変バルブを用いて EGR 導入や圧縮比変更などの手段を検討する。具体的には圧縮後の筒内状態の推定結果と目標筒内状態である冷炎領域との誤差量を計算し、それを修正するために最適な制御手段と操作量を、制御手段モデル 49 を用いて計算する。

【0017】図 6 に EGR による筒内状態の制御方法を示す。EGR 弁 20 を通過する EGR ガス量を変化させることで、吸入空気中の新気量と EGR ガス量の比、すなわち EGR 率を変化させることができる。EGR 率が高くなると、吸入ガス中に比較的高温の排気ガス量が増えるので吸入ガス温度が上昇し、圧縮始めの筒内温度は 111 のように上昇する。その結果、圧縮後の筒内温度は 110 のように変化し、冷炎が発生する温度以上になることが出来る。

【0018】図 7 に可変バルブによる筒内状態の制御方法を示す。吸気弁の開弁タイミングを変化させることで吸入空気量が 116 のように変化する。その結果、圧縮後の筒内圧力は 115 のようになり、冷炎が発生する圧力以上になることが出来る。冷炎発生領域は使用燃料によりほぼ決まるため、図 6 および図 7 に示した冷炎が発生するための最低温度および最低圧力は大きく変化しない。圧縮後の筒内状態が冷炎領域を通過するように制御することが本発明の 1 つのポイントであるが、エンジンの燃焼においては圧縮上死点近傍で着火し、燃焼することが重量である。図 7 において、吸気弁の開弁タイミングを 30° ABDC に設定した場合には、118 に示すように圧縮後の圧力は冷炎発生領域の最低圧力より大きくなる。これは圧縮途中で冷炎発生領域に入ることになり、上死点よりかなり手前に着火し燃焼することになる。上死点近傍で着火させるためには、117 に示すように圧縮後の圧力と冷炎発生領域の最低圧力の差を小さくする必要があり、そのために吸気弁の開弁タイミングを変化させ実質の圧縮比を低下させるように制御する。

【0019】図 8 に燃料噴射によって冷炎領域を通過させる方法を示す。圧縮着火エンジンの高トルク側、すなわち空燃比が小さい時の過早着火が課題であり、例えば空燃比 15 相当の燃料量を吸気工程中に 1 度で噴射すると筒内混合気の温度、圧力の履歴は 120 のようになり

$$\dots (2)$$

冷炎領域を通過しない。これに対して吸気工程中での噴射量を全噴射量の半分以上にして、空燃比を約 30 以上にするると筒内混合気の温度、圧力の履歴は 121 のようになる。これは空燃比が大きくなったことで (1) 式および (2) 式中のポリトロップ指数 n が大きくなり、温度が増加するためである。従って空燃比 30~40 程度の混合気の場合には、そのまま圧縮することで点線 123 のように冷炎領域に入り着火燃焼する。但し、この場合は燃料量が少ないために必要とするトルクを出せないため、圧縮行程の後半に残りの燃料量を噴射する。燃料を噴射するタイミングは 122 で示す星印付近の冷炎領域手前である。この時の燃焼室内の状態を図 9 に模式的に示す。52 は噴射パルス信号を表している。吸気行程中に $T11$ のパルス幅で噴射した燃料により混合気 21a が形成され、この混合気空燃比は約 30 以上である。圧縮行程の後半に $T12$ のパルス幅で燃料 21b を噴射する。燃料 21b が燃焼室に適度に拡散してから着火するのが望ましいため、燃料 21b の噴射時期は燃料噴霧の拡散時間などを考慮して決める。

【0020】図 10 に本発明の制御フローチャートを示す。圧縮着火モードで運転されている時は、常に着火時期制御を行う。まず、運転状態検出手段はアクセル開度、車速、変速ギヤ位置などから要求エンジントルクを計算する。さらにエンジン回転数を読み込み、目標空燃比を設定する。使用燃料に応じた目標筒内状態を決定する。目標筒内状態とは冷炎を生じる温度と圧力の領域である。現在の運転状態に適した制御手段およびその操作量 (EGR 量や吸気弁の開弁タイミング) を仮決定し、吸気圧力 P_a と吸気温度 $T1$ を読み込み、目標空燃比における圧縮後の筒内状態を推定する。ブロック 53 で、推定結果と目標筒内状態を比較し、その推定結果が目標筒内状態すなわち冷炎領域に入っていれば、筒内状態制御手段に制御信号を出力する。推定結果が目標筒内状態から離れている場合は、ブロック 55 でその誤差量を計算し、ブロック 54 でその誤差量を修正するための可変バルブ操作量と EGR 量をコントロールユニットの ROM 内にあらかじめ納められているデータを用いて制御手段モデルで推定する。その結果を筒内状態制御手段に出力する。

【0021】図 11 に燃料の着火性と冷炎領域の関係を示す。50 は使用燃料の着火限界曲線を表しており、43 は冷炎領域を表している。冷炎領域は燃料成分により異なり、着火性が良い場合には 43b のように低温度側に移動し、着火性が悪い場合には 43a のように高温度側に移動する。着火性は例えばガソリン/軽油を混ぜることで調整することができる。図 12 はガソリン/軽油の混合率と着火性の関係を示している。ディーゼルエンジンの燃料に使用されている軽油は着火性が良く、高温度雰囲気では自着火する。一方、ガソリンは着火性が悪

く、ガソリンエンジンでは点火プラグを用いて着火エネルギーを供給して着火している。従って、それらの混合率を変えることで着火性を 125 のように制御することができる。混合率の制御方法としては、図 13 に示したように燃料タンク 130 に軽油とガソリンを規定の比率で給油し燃料タンク内で混合燃料 131 を作り、タンク内の燃料ポンプ 132 でエンジンに送る方法と、図 14 に示すようにガソリン用燃料タンク 130a と軽油用燃料タンク 130b を別々に用意し、混合装置 133 で規定の比率に混合し燃料ポンプ 132 でエンジンに送る方法

【0022】図 15 に本発明の別の実施例を示す。基本構成は図 1 に示した実施例と同様であるので省略するが、本実施例では点火プラグ 57 を装備しているところが異なっている。

【0023】図 16 に本実施例における運転領域を示す。横軸はエンジン回転数で、縦軸はエンジントルクである。点火プラグは斜線で示した領域 58、60 で使用する。領域 60 は始動時を表している。

【0024】図 17 に始動時の制御フローチャートを示す。キースイッチが ON になると、まずエンジン回転数、吸気温度、水温の読み込みを開始する。エンジン回転数はこのときはまだ 0 rpm である。その後、スタータモータが ON になりクランキングが始まる。クランキング回転数は 200~300 rpm である。さらに燃料噴射と点火を開始し、ブロック 61 でエンジン回転が上昇するのを確認する。クランキング時の供給燃料量は始動がスムーズに行えるように、空燃比が理論空燃比より多少小さくなるように設定される。エンジン回転が上昇後は正常な燃焼となるように目標空燃比を理論空燃比近傍に設定する。ブロック 62 でエンジン回転数がアイドル回転数を超え、さらにブロック 63 で水温が十分に上昇したかを確認する。水温が低い場合には目標空燃比を小さく設定し、発熱量を増加させる。最後にブロック 64 で圧縮着火が可能な吸気温度かどうかを確認してから、目標空燃比を圧縮着火が可能な範囲に設定し、可変バルブの開度を変更し空気量を増加させる。これと同時に点火を停止する。

【0025】図 18 に始動時のエンジン回転数、燃料噴射パルス幅、点火信号、空燃比のタイムチャートを示す。時間 0 でキースイッチが ON になり、時間 T1 でスタータモータが ON になる。エンジンはスタータで回され、200~300 rpm で回転する。このとき燃料噴射と点火が開始される。クランキング時はエンジンが始動しやすいように燃料を多めに噴射する。したがって、空燃比は理論空燃比より小さくなる。時間 T2 でエンジン回転数が上昇すると、燃料噴射パルス幅を短くして空燃比を多少大きくして、正常燃焼させる。時刻 T3 までの間でエンジンからの発熱で水温が上昇する。水温が上昇した後は、燃料噴射パルス幅をさらに小さくして空燃比

を理論空燃比に設定する。その後、圧縮着火が可能な吸気温度かどうかを確認して、圧縮着火が可能であれば時刻 T4 で点火を停止する。このとき同時に可変バルブの開度を変更しているため、空気量が増加して空燃比が大きくなる。図 16 に示した圧縮着火領域 59 に入ったら、図 10 に示した着火時期制御を引き続き行う。圧縮着火領域 59 内では要求エンジントルクに応じて空燃比は 80~25 まで変化するが、エンジンからの NOx 排出量は数 10 ppm と低い値である。要求エンジントルクがさらに大きい場合には領域 58 に移行する。領域 58 では点火プラグで着火を行う火花点火式の燃焼を行い、設定空燃比は 3 元触媒が利用できるように理論空燃比である。したがって、この領域においても車両の排気管からの NOx 排出量は低い値となる。

【0026】図 19 に圧縮着火領域 59 と点火アシスト領域 58 の切替時の制御フローを示す。圧縮着火領域 59 内においてはアクセル開度、車速、変速ギヤ位置から要求エンジントルクを計算している。さらにエンジン回転数とのマップから目標空燃比を設定している。その目標空燃比が 25 以下になったら点火アシスト領域 59 に移行する。空燃比 25 は圧縮着火方式で低 NOx 燃焼が行える限界空燃比である。点火アシスト領域に移行する際には、まず運転状態に応じた目標点火時期を設定し、点火を開始する。このとき空燃比はまだ 25 程度であり、均一混合気の着火限界空燃比より大きいので、点火プラグでは着火せずに圧縮による着火燃焼が行われる。次に空燃比が理論空燃比となるように可変バルブで空気量を絞り、点火燃焼を開始する。同時にブロック 71 で点火時期も調整する。点火アシスト領域に移行したあとにブロック 70 で要求エンジントルクになっているかを確認し、実際のエンジントルクが要求エンジントルクと異なっているときは、空燃比は変化しないように空気量を調整しトルクを変化させる。

【0027】図 20 に運転領域切り替え時のタイムチャートを示す。圧縮着火領域では空燃比はエンジントルクに応じて、約 80~25 まで変化する。点火信号は当然 OFF になっている。72 は目標空燃比を、73 は実空燃比を表している。また、75 は目標エンジントルクを、76 は実際のエンジントルクを表している。時刻 T1 で目標空燃比が 25 より小さくなると、燃料噴射量を空燃比が約 25 になるように制御し、同時に点火を開始する。時刻 T2 で可変バルブ操作量を変化させ空燃比を理論空燃比になるように制御する。このとき燃料噴射量は変化していないので、エンジントルクはスムーズに切り替わる。この後は理論空燃比を変化させないように可変バルブ操作量を変化させ、エンジントルクを目標値に近づけていく。この切り替え制御は 100 msec 以内に完了するので、乗り心地に違和感はない。

【0028】図 21 に本発明の別の実施例を示す。エンジンの構成は図 15 に示したものと同様であるが、エン

ジン燃焼室内での燃焼反応を検出できるようなセンサが装着された場合のことを考える。図 21 はこの場合のコントロールユニット 5 の構成を示したものである。図 2 に示した構成にフィードバック信号 108 が付け加えられている。このフィードバック信号には燃焼反応を検出した結果などを用いることが出来る。

【0029】図 22 に、燃焼反応センサとして点火プラグ 57 に燃焼室内に発生するイオン電流を検出するイオン電流センサを用いた場合の構成を示す。図 16 に示した運転領域において、領域 58、60 では点火プラグは着火エネルギーを供給する装置として使われるが、圧縮着火領域 59 では点火プラグは使われていない。そこでこの領域では圧縮着火時の着火時期を検出する装置として使うことが目的である。点火アシスト領域では点火コイル 77 はエンジンコントロールユニット 5 からの点火信号を増幅して電圧を高めて点火プラグ 57 に着火エネルギーを供給する。圧縮着火領域では点火コイルから高電圧を供給してイオン電流検出装置として使用する。燃焼室内で燃焼が起こると燃焼の中間生成物に起因するラジカルが発生し、高電圧を印可してある点火プラグ間を電流が流れる。これがイオン電流であり、その電流値は検出器 78 に送られて処理される。

【0030】図 23 にイオン電流の検出結果を示す。36 は筒内圧力波形で、37 は熱発生率である。81 がイオン電流波形であり、ほぼ熱発生率 37 に対応した波形となっている。これにより熱炎の発生時期すなわち着火時期を検出することができる。さらに失火した場合にはイオン電流は流れないので、失火検出にも適用できる。

【0031】図 24 に着火時期フィードバック制御のフローチャートを示す。ブロック 82 でイオン電流検出による着火時期と運転状態に応じた目標着火時期とを比較して、ずれている場合には、ブロック 83 でその誤差量を計算して、適正な値となるように可変バルブ操作量と EGR 量を決定し、その制御信号を出力し実行する。そして、フィードバック制御を繰り返す。

【0032】上記実施例では燃焼室内の反応を検出する手段としてイオン電流センサの例を示したが、反応を検出する手段としては燃焼火炎を検出する燃焼光センサや筒内圧力を検出する圧力センサでも構わない。

【0033】図 25 に着火燃焼の反応経路について説明する。本実施例では (A) 点火プラグによる着火燃焼と、(B) 圧縮による着火燃焼について説明してきた。

(A) では、点火プラグ周りの混合気 (気化した燃料と空気) に点火プラグから着火エネルギーを供給して、まず熱分解させオレフィン、アルキルラジカルを生成する。オレフィン、アルキルラジカルは周囲の O₂ 分子と反応しながら酸化し CO、H₂ を生成し、その後急激な酸化反応として熱炎という形態で燃焼が起こる。一方、

(B) では燃料は圧縮による温度上昇やエンジンからの熱伝達、さらには EGR ガスとの混合による熱交換によ

って混合気 (燃料と空気) の温度が上昇し、オレフィン、アルキルラジカルの生成反応より比較的低温で酸化反応が進行する。このときアルデヒドが生成され冷炎となって現れる。図 4 (A) に示した熱伝生率 37 のように冷炎反応は発熱反応であり、反応場の温度は局部的に上昇する。この温度上昇によって CO、H₂ が生成され、その後熱炎反応に移行し CO、H₂O が生成され燃焼が完了する。冷炎反応が生じる場合は燃焼室の特定の場所ではなく、また 1 つとは限らないので、複数の場所で冷炎反応が進行する。そのため冷炎反応によって温度上昇した反応場は多数存在することになり、多点で着火燃焼が起こることになる。エンジンの燃焼室全体で見れば、1 つの反応場から生じた燃焼火炎が伝播する距離は近隣の反応場までのごく短い距離となるので、燃焼が短時間で完了することになる。

【0034】図 26 に本発明の別の実施例として、車外からの道路交通情報を用いたエンジンの制御方法を示す。道路の工事や規制などによる渋滞情報や駐車場な空き情報などを車両に提供する道路交通情報システムが確立されつつあり、その中の 1 つとして高速道路での自動運転や前方走行車の追従走行を想定したものである。図 26 に示す高速道路 201 においては、安全上は車間距離を十分に取る必要があるが、道路環境の有効利用という観点からは車間距離を短くして走行台数を多くすることが望まれている。そのため高速道路 201 周辺に設置された道路交通情報提供設備 200 から走行している高速道路 201 の前方の情報、特に渋滞情報や前方走行車との車間距離情報を受信機 98 で受信し、コントロールユニット 5 内はその情報を用いてエンジン 99 を制御する。

【0035】図 27 はこの場合のコントロールユニット 5 の構成を示したものである。図 21 に示した構成において、フィードバック信号 108 を車外からの信号 109 としたものである。この車外からの信号 109 としては、主に渋滞情報や前方走行車との車間距離情報で、運転状態検出手段 101 内で自動運転時の要求エンジントルクの算出に使用する。自動運転時には運転者はアクセルペダルの操作を行わないため、アクセルペダル操作量から要求エンジントルクを算出することが出来ない。前方の道路が空いていて渋滞する気配が無い場合には、現状の車速を維持または増加するように要求エンジントルクを制御する。一方、前方道路の渋滞のために前車との車間距離が短くなったという情報を道路交通情報提供設備 200 から受信した場合には、車速を低下させるように要求エンジントルクを小さくする。このように算出された要求エンジントルクを用いて空燃比設定手段 102 は空燃比を設定する。したがって、自動運転時には運転状態検出手段 101 に入力される道路交通情報によって空燃比が設定され、EGR 量や可変バルブの操作量や燃料噴射方法などが調整され、エンジンの筒内状態が制御さ

れる。

【0036】図28に本発明におけるエンジンの構成を示す。図28は筒内噴射エンジンの断面図であり、

(A)は燃料噴射弁11が燃焼室24の側方に取り付けられたサイド噴射式エンジンである。(B)は燃料噴射弁11が燃焼室24の中央に取り付けられたセンサ噴射式エンジンである。本発明ではどちらの方式のエンジンにも適用可能である。また、ピストン22の頂面形状はフラット型が望ましいが、キャビティやバルブリセスがあっても構わない。

【0037】図29、図30に本発明で使われる可変バルブ機構を示す。吸気バルブ、排気バルブの動作は同じなので吸気バルブを例にして説明する。図29は位相式可変バルブ機構で、吸気バルブ12を上下動させるカムシャフトに固定されているカムスプロケット28の位相角 ϕ を変化させることで、吸気バルブ12の開弁、閉弁時期を制御する。13aは通常のタイミングで動作した時のバルブリフトカーブであり、13b、13cはバルブの開閉時期を遅くした時のバルブリフトカーブである。バルブ開弁タイミングが遅くなっても吸入空気量への影響は少ないが、バルブ閉弁タイミングが遅くなると一旦吸入した空気の吹き返しが発生するので、吸入空気量が減少する。この現象を利用して圧縮比を制御することができる。

【0038】図30は電磁式可変バルブ機構で、吸気バルブ12に固定された可動子133と電磁コイル131、132で構成されている。電磁コイル131に電流が流れると電磁力が発生し、可動子133が吸引されて吸気バルブが開弁する。逆に電磁コイル132に電流を流すと吸気バルブが閉弁する。電磁式可変バルブの特徴は開弁、閉弁時間が短いことで、そのリフトカーブは図30(B)のようになる。また開弁タイミングと閉弁タイミングを独立に制御できるという特徴もある。この場合も、閉弁タイミングを変えることで圧縮比を制御することができる。

【0039】図31に本発明で使用する空気流動を示す。図31(A)はエンジンの吸気ポート30から燃焼室24までの透視図である。(A)は吸気バルブ12の1本を閉じたままにして片方の吸気通路のみから空気を吸入した時の様子で、燃焼室24内には水平方向のスワール空気流動31が生成される。(B)は吸気バルブ12を2本とも開弁した時の様子で、燃焼室24内には垂直方向のタンブル空気流動32が生成される。本発明の圧縮着火エンジンでは均一な予混合気を作ることが重要であり、このような空気流動を用いて、空気と燃料を十分に攪拌・混合することが大切である。しかし、燃焼時には多点で着火させ火炎伝播させないことも重要であるので、圧縮後には空気流動が減少し弱くなっていることが大切である。一般的に、スワール空気流動はピストンが上昇した圧縮行程後期でも旋回運動が残っており、圧

縮着火エンジンには好ましくない。タンブル空気流動は圧縮行程後期には垂直方向に旋回するスペースがなくなり旋回渦が崩壊するため空気流動が弱くなる。従って、圧縮着火エンジンにはタンブル空気流動を用いることが望ましい。

【0040】図32、図33にタンブル空気流動の生成方法の例を示す。図32は吸気ポート30に副吸気通路33を設けた例である。吸気ポート30に設置した分流弁34を閉じることにより空気は副吸気通路33を通り、燃焼室24内に吸入される。この時の流入速度は吸気ポート30を通った時より速くなっているため、指向性のある空気流動32が生成され、燃焼室24内で旋回するようになる。また、タンブル空気流動の強さは分流弁34の開度を変えることで制御できる。すなわち、副吸気通路33と吸気ポート30を流れる空気量を調整することで流速を変化させている。

【0041】図33は吸気ポート30内に切り欠きのある弁34(以下、タンブルコントロールバルブ(TC V))を設置した例である。TC V 34を閉じることにより空気はTC V 34の切り欠き部を通り、燃焼室24内に吸入される。この時、空気は主に吸気バルブ12の上側を通るので、タンブル空気流動32が生成される。また、TC V 34の開度を変えることでタンブル空気流動の強さを制御することが出来る。さらに吸気ポート30の形状が独立している場合は、(B)に示すように独立した吸気ポート1つ1つにTC V 34を設置する。

【0042】

【発明の効果】本発明の圧縮着火式エンジンでは、燃焼前の筒内状態量を用いて圧縮後の筒内状態を推定することで、高トルク時においても着火が適正に行われるように着火タイミングを制御している。具体的には圧縮後の筒内状態(温度または圧力)が圧縮着火現象のトリガとなる冷炎が発生するような筒内状態になるように、可変バルブの開閉タイミングやEGR量を制御している。これにより、圧縮着火エンジンの高トルク側の燃焼限界を大幅に伸ばすことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を採用した圧縮着火式筒内噴射エンジンのシステム図。

【図2】本発明におけるコントロールユニットの構成図。

【図3】空燃比設定方法の説明図。

【図4】圧縮着火式エンジンの代表的な筒内圧力波形と熱発生率波形および筒内状態と着火限界を示す図。

【図5】本発明の制御方法を示す図。

【図6】EGR率と圧縮後の筒内温度の関係を示す図。

【図7】吸気弁閉弁タイミングと圧縮後の筒内圧力の関係を示す図。

【図8】2回噴射時の筒内温度と圧力履歴を示す図。

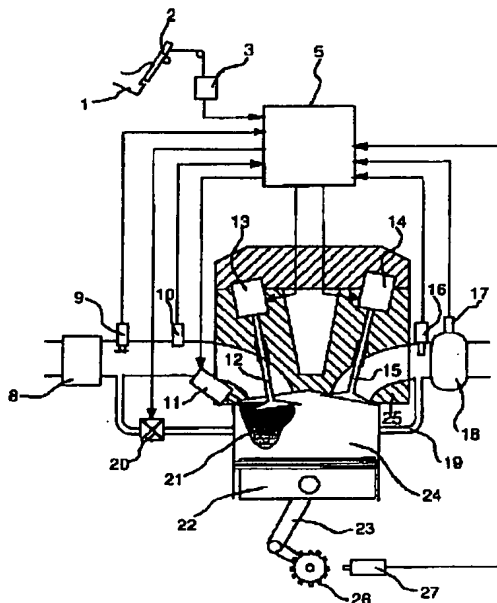
【図9】2回噴射時の燃焼室内と混合気状態を示す図。

17

- 【図 10】本発明の着火時期制御のフローチャート図。
 【図 11】燃料着火性と冷炎発生領域の関係を示す図。
 【図 12】燃料混合比と着火性の関係を示す図。
 【図 13】燃料タンクの構成図。
 【図 14】燃料混合装置を備えた燃料タンクの構成図。
 【図 15】本発明の第 2 実施例のエンジンシステム図。
 【図 16】第 2 実施例における運転領域を示す図。
 【図 17】第 2 実施例における始動制御のフローチャート図。
 【図 18】始動制御を適用した場合のタイムチャート図。
 【図 19】第 2 実施例における運転領域切り替え制御のフローチャート図。
 【図 20】運転領域切り替え制御を適用した場合のタイムチャート図。
 【図 21】本発明の第 3 実施例におけるコントロールユニットの構成図。
 【図 22】本発明の第 3 実施例のエンジンシステム図。
 【図 23】圧縮着火式エンジンの代表的な筒内圧力波形、熱発生率波形とイオン電流波形。
 【図 24】第 3 実施例における着火時期フィードバック制御のフローチャート図。
 【図 25】着火燃焼の反応経路を説明する図。
 【図 26】本発明の第 4 実施例を示す図。
 【図 27】本発明の第 4 実施例におけるコントロールユニットの構成図。

【図 1】

図 1

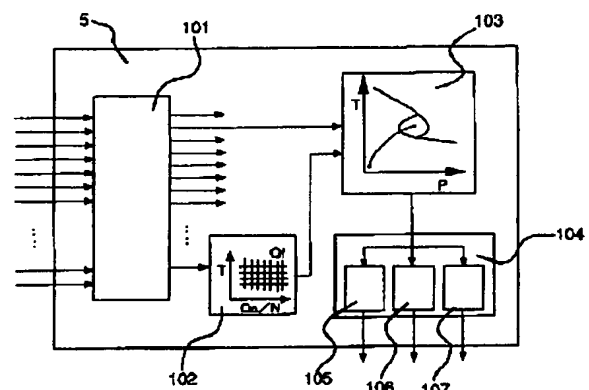


18

- 【図 28】筒内噴射エンジンの噴射弁位置を示す図。
 【図 29】位相差式可変バルブ機構の構成と動作を示す図。
 【図 30】電磁式可変バルブ機構の構成と動作を示す図。
 【図 31】シリンダ内空気流動の模式図。
 【図 32】タンブル空気流動を生成する副吸気通路の構成図。
 【図 33】タンブル空気流動を生成する T C V の構成図。
 【符号の説明】
 5…エンジンコントロールユニット、11…燃料噴射弁、12…吸気バルブ、13、14…可変バルブ機構、15…排気バルブ、19…EGR 通路、20…EGR 制御弁、22…ピストン、24…燃焼室、25…エンジンヘッド、26、27…クランク角度センサ、31…スワール空気流動、32…タンブル空気流動、33…副吸気通路、34…T C V、57…点火プラグ、77…点火コイル、78…イオン電流検出器、79…可変バルブ駆動装置、98…道路交通情報受信機、99…エンジン、100…車両、101…運転状態検出手段、102…空燃比設定手段、103…筒内状態推定手段、104…筒内状態制御手段、105…EGR 制御手段、106…可変バルブ制御手段、107…燃料噴射制御手段、130…燃料タンク、132…燃料ポンプ、133…燃料混合装置、200…道路交通情報提供設備、201…道路。

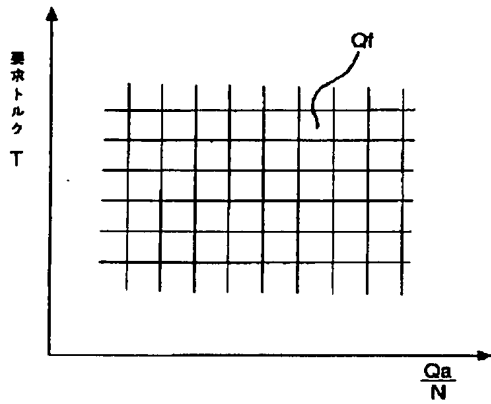
【図 2】

図 2



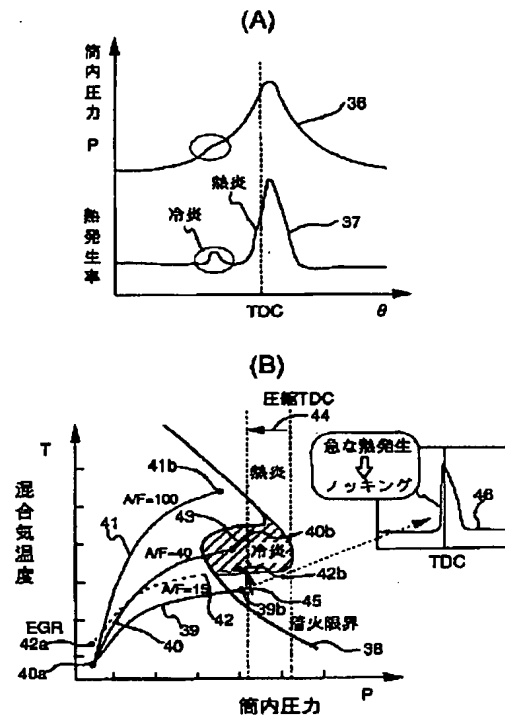
【図3】

図 3



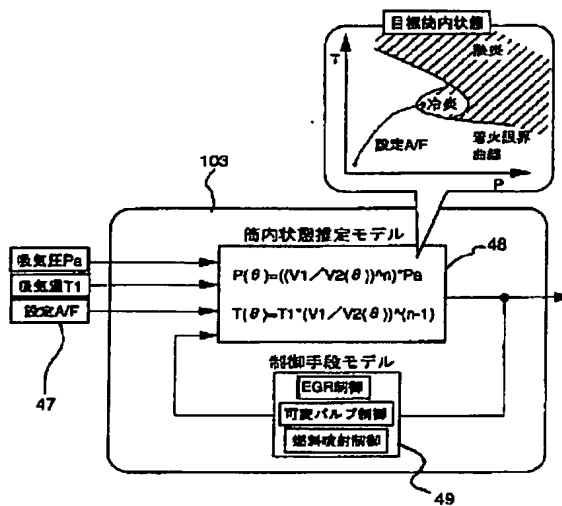
【図4】

図 4



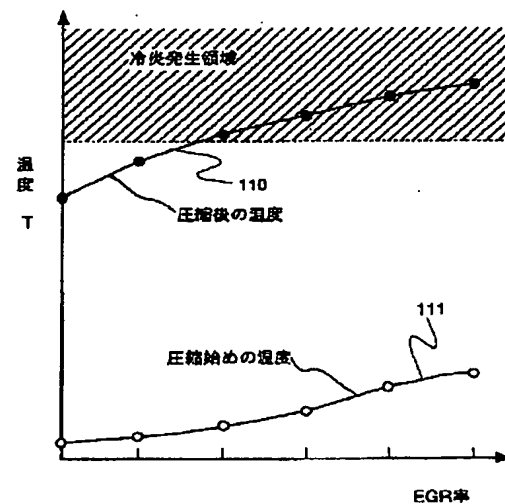
【図5】

図 5



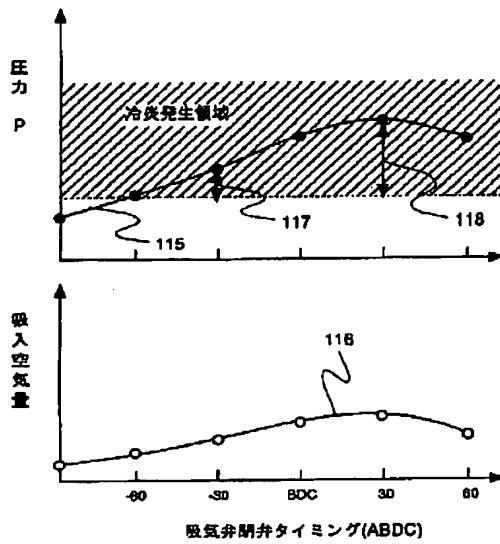
【図6】

図 6



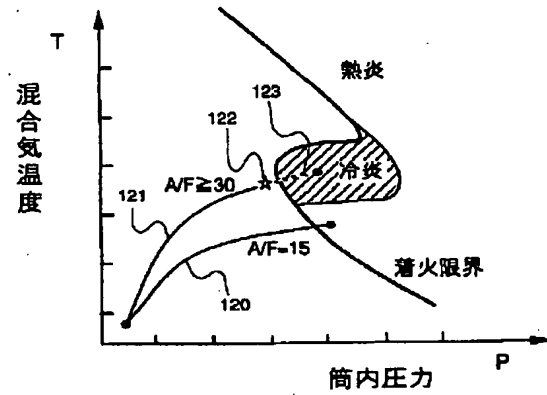
【図 7】

図 7



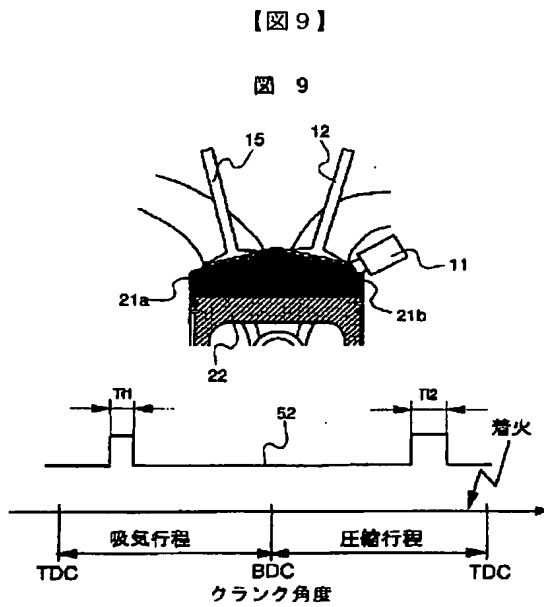
【図 8】

図 8



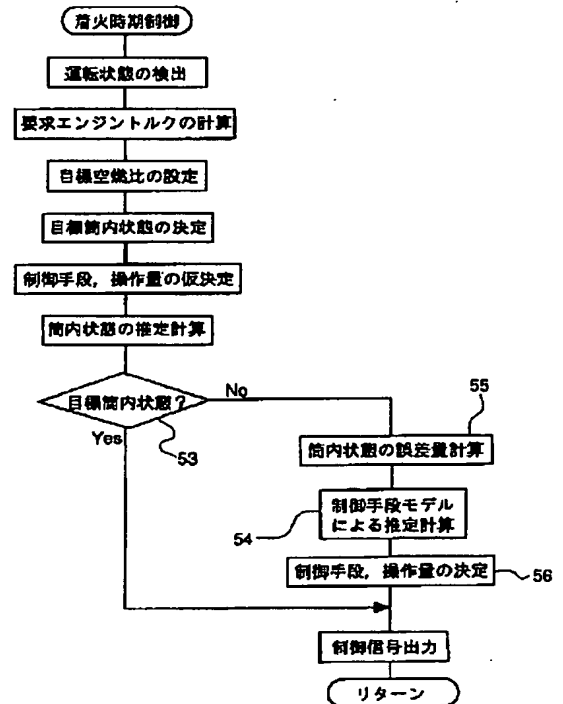
【図 10】

図 10



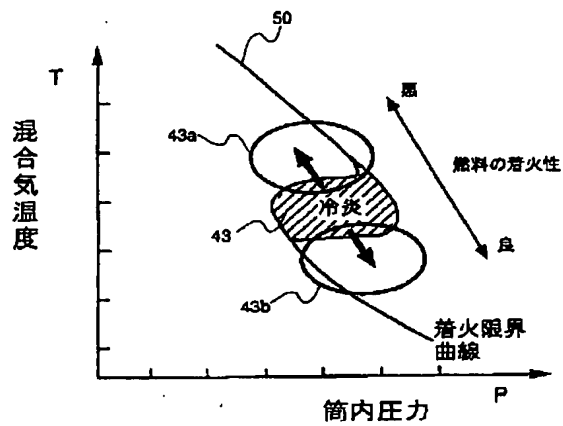
【図 9】

図 9



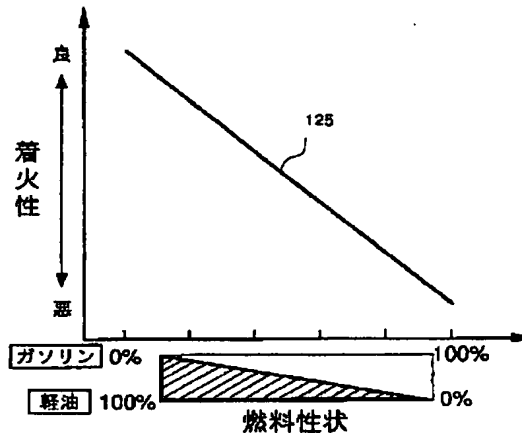
【図 11】

図 11



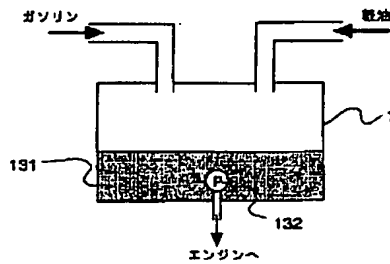
【図 12】

図 12



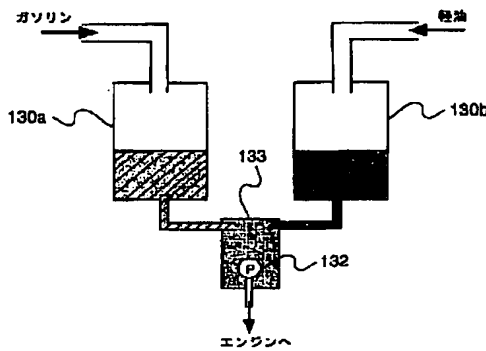
【図 13】

図 13



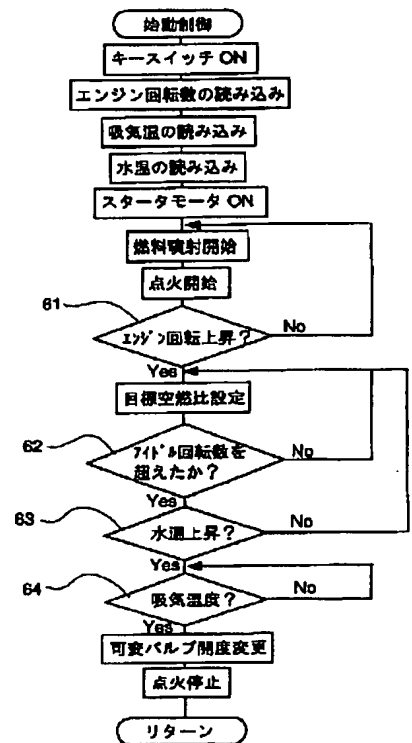
【図 14】

図 14



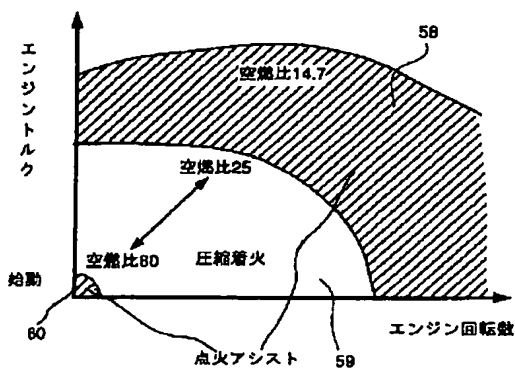
【図 17】

図 17



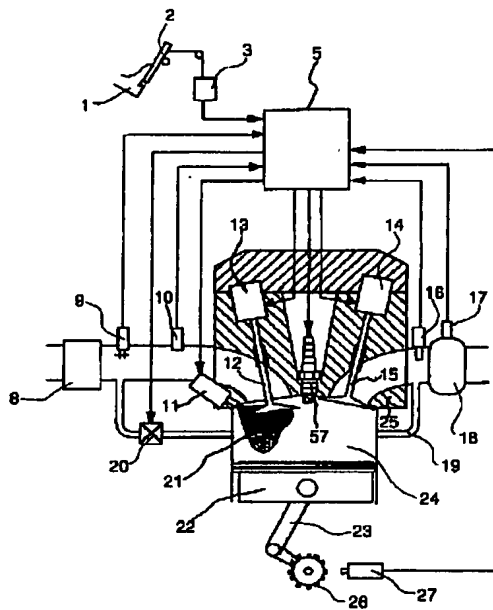
【図 16】

図 16

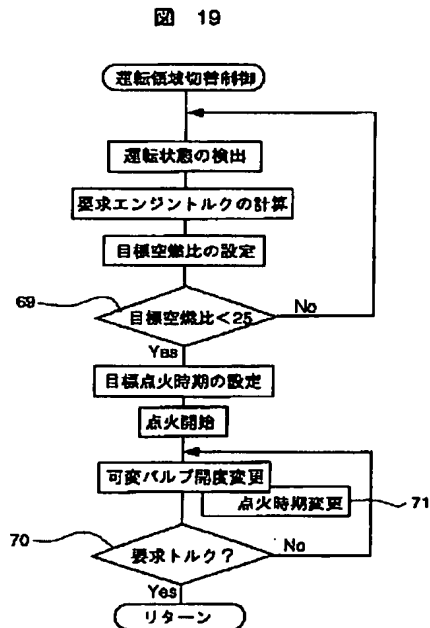


【図 15】

図 15

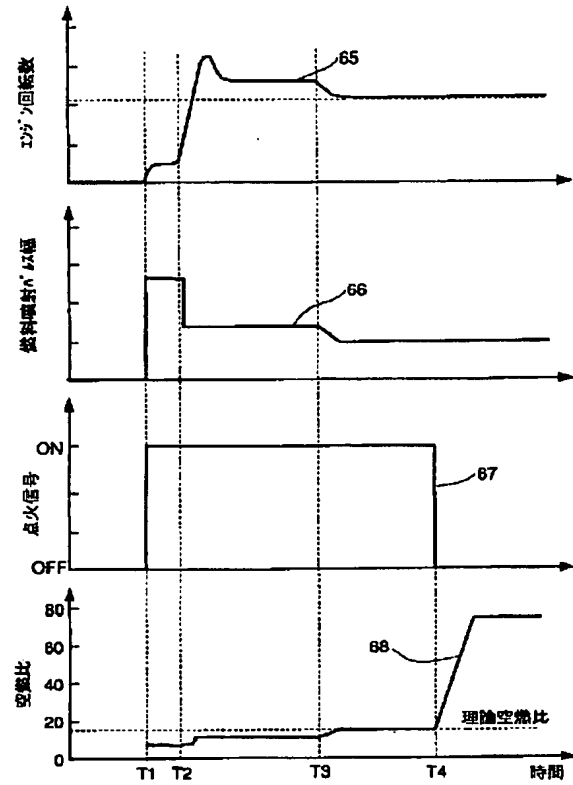


【図 19】



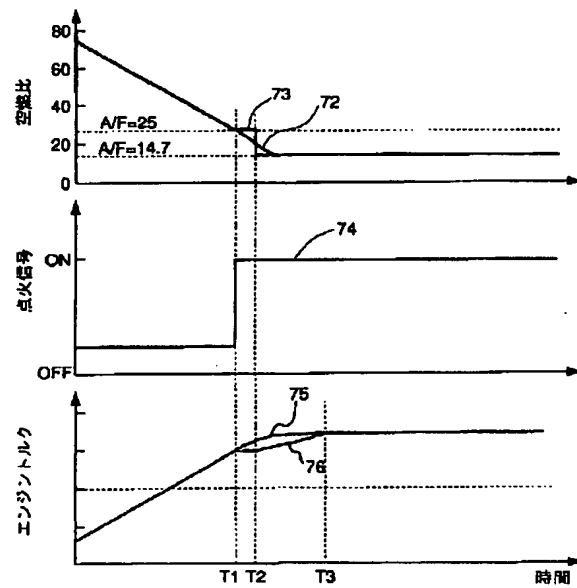
【図 18】

図 18



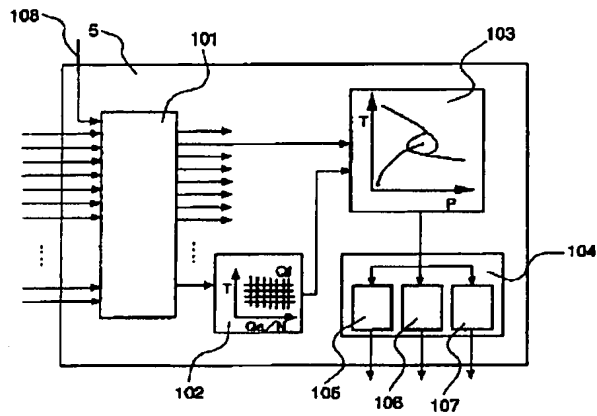
【図 20】

図 20



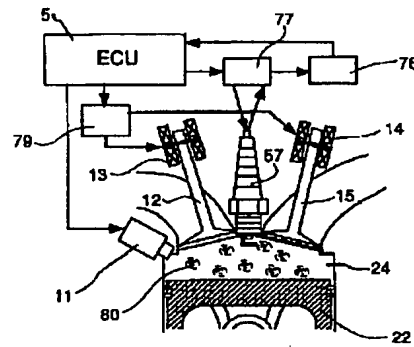
【図 2 1】

図 21



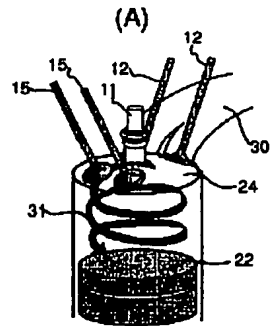
【図 2 2】

図 22



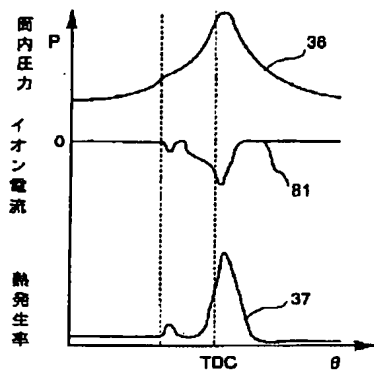
【図 3 1】

図 31



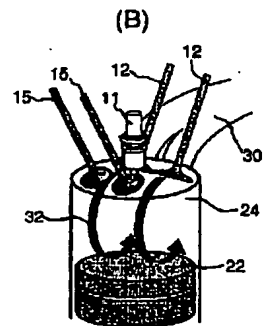
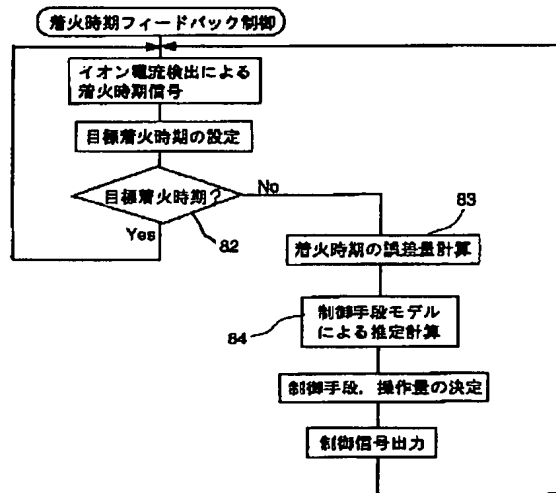
【図 2 3】

図 23



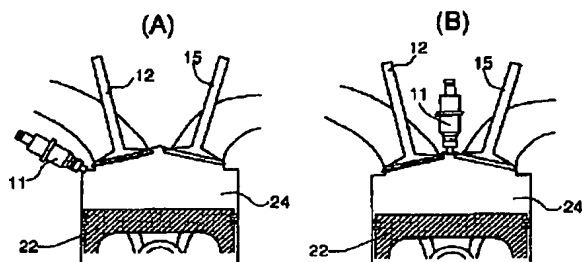
【図 2 4】

図 24



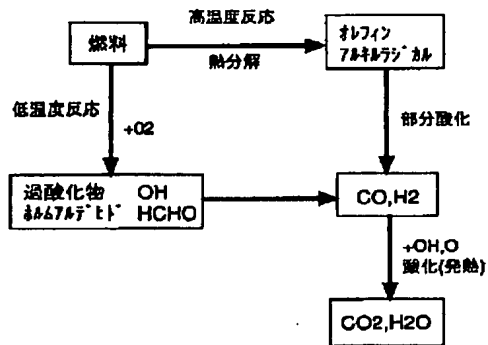
【図 2 8】

図 28



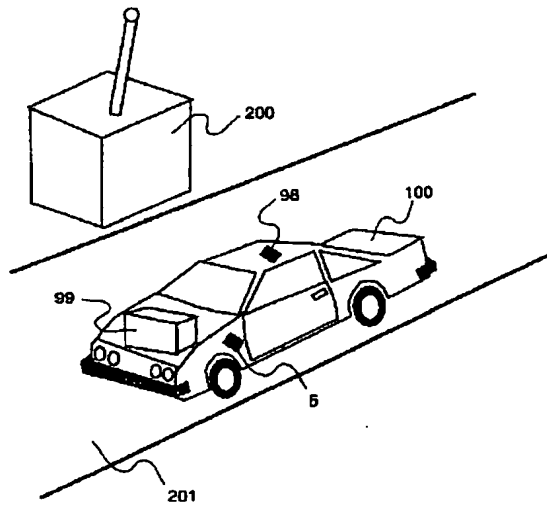
【図 25】

25



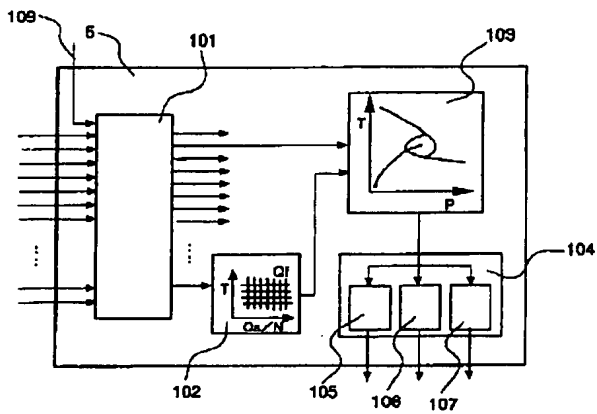
【図 26】

26



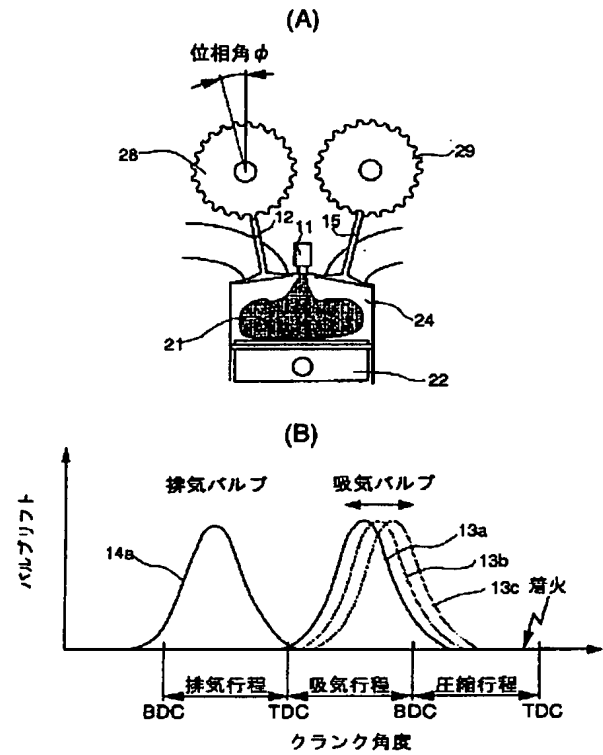
【図 27】

 27



【図 29】

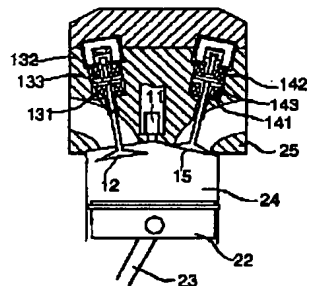
图 29



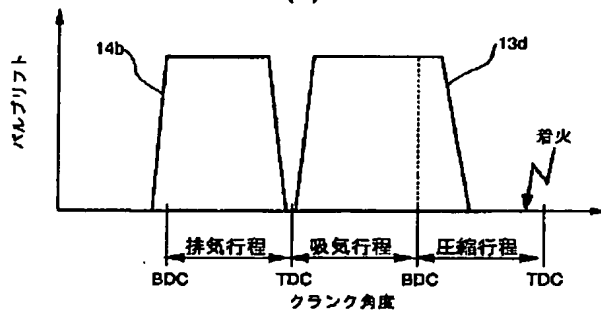
【図 30】

図 30

(A)



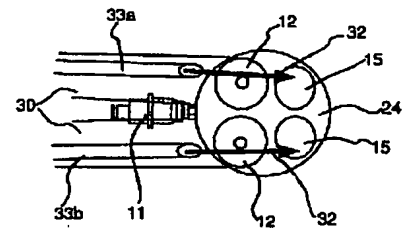
(B)



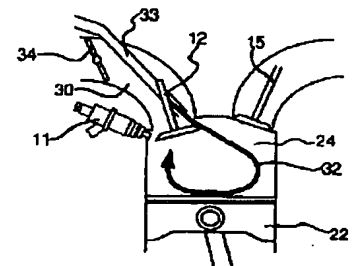
【図 32】

図 32

(A)



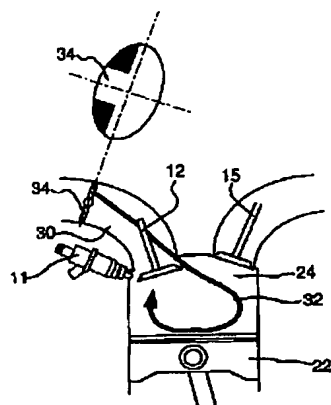
(B)



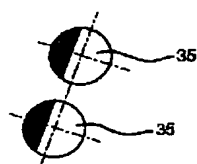
【図 33】

図 33

(A)



(B)



フロントページの続き

(72)発明者 大須賀 稔
茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株
式会社日立製作所日立研究所内

F ターム(参考) 3G084 AA01 AA05 BA04 BA09 BA13
BA15 BA17 BA20 BA22 BA23
DA28 EB11 FA02 FA04 FA05
FA06 FA07 FA10 FA11 FA14
FA18 FA19 FA20 FA21 FA24
FA25 FA26 FA32 FA33 FA37
FA38
3G092 AA01 AA02 AA10 AA11 AA17
AB02 AB03 AB13 BA04 BA08
BA09 BA10 BB01 BB06 BB13
DA01 DA02 DA07 DC06 DC09
DD03 EA11 EC01 EC06 FA16
FA21 HA01Z HA04Z HA05Z
HA13X HB01X HB02X HB05Z
HC01X HC01Z HC02X HC02Z
HC03X HC03Z HC06Z HD02Z
HD05Z HD07X HE01Z HE03Z
HE06Z HE08Z HF08Z HF12Z
HF21Z HG04Z